ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА
КАТЕДРА “ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ”

“ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ - УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ”

XXIII НАУЧНО -ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ



ЕКОВАРНА ‘2017
15 - 17 Юни 2017

Организационният комитет изказва сърдечна благодарност за помощта оказана при провеждане на двадесет и третата научно-техническа конференция "Транспорт, екология - устойчиво развитие" на:

НАУЧНО ТЕХНИЧЕСКИ СЪЮЗ – Варна

ЕКОГАЗ ООД – Варна

Рекламна агенция НЕСИ – Варна

Форумът се организира и провежда от ТУ-Варна с частично финансиране от държавната субсидия за научно-изследователска дейност на университета

Сборник доклади
2017

Том двадесет и четвърти
ISSN (Online) 2367- 6965
ISSN (Print) 2367- 6299

Главен научен редактор:
проф. дтн инж. Михаил Серафимов
Научен секретар и редактор
д-р инж. Росен Петров Христов

Издателство ТУ-Варна

Съдържание

1. **Екологични проблеми и свързаните с тях тенденции в развитието на автомобилите, снабдени с ДВГ**, Трифон Узунтонев 6
2. **Statistic of fuel consumption in test and in operation of vehicles,** Lech J. Sitnik 15
3. **Selected issues regarding in-cylinder catalytic coating,** Monika Andrych-Zalewska 27
4. **Повышение эффективности двигателя 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200), работающего на этаноле с термохимической утилизацией тепла отходящих газов,** Александр Митрофанов, Аркадий Проскурин, Андрей Познанский 32
5. **Повышение эффективности бензинового двигателя 2Ч 7,2/6 путём добавки синтез-газа ,** Андрей Познанский, Александр Митрофанов, Аркадий Проскурин 37
6. **Характеристики процесса преобразования этанола в синтез-газ в энергетической установке с двигателем 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200),** Аркадий Проскурин, Александр Митрофанов, Андрей Познанский 42
7. **Математическая модель определения физико-химических свойств альтернативных топлив полученных в ходе синтеза полимеров,** Игорь Швец, Виктория Нестеренко 47
8. **Повышение точности учета сжиженного углеводородного газа на газонапол-нительных станциях,** Алексей Зивенко, Евгений Гудыма 52
9. **Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6 ГЧН 25/34,** Сергей Доценко, Владимир Иодловский, Александр Грабовенко 57
10. **Оценка технического состояния шасси и двигателя автопоездов на основе вероятностного метода,** Владимир Сахно, Ольга Сакно, Александр Лысый, Татьяна Колесникова, Наталья Вельмагина 62
11. **Оценка транспортных корреспонденций, проходящих через центр города,** Дмитрий Засядько 69
12. **Експлоатационни дефекти в клапаните на двигателите с вътрешно горене,** Иван Иванов 75
13. **Ниво на шум от работния процес при работа на дизелов двигател с различни горива,** Миряна Евтимова 79
14. **Изменение на нивото на шум, генериран от работния процес на дизелов двигател при работа с различни смеси от биогорива с конвенционално дизелово гориво,** Миряна Евтимова 87
15. **Зависимост на нивото на шум от параметрите на работния процес на дизелов двигател при работа с различни горива ,** Миряна Евтимова 95
16. **Влиянието на периода на задържане на самовъзпламеняване върху нивото на шум от работния процес на дизелов двигател при работа с различни горива,** Миряна Евтимова 103
17. **Изследване ускорителните характеристики на конвертиран лек автомобил Ситроен Берлинго в електромобил,** Росен Иванов, Иван Евтимов, Милен Сапунджиев 111
18. **A survey of estimation techniques the longevity of the pistons,** Alexander Gots 117
19. **Causes to appear of cracks on the edge of the piston combustion chamber of internal combustion engine,** Alexander Gots 124
20. **Methods of increase of thermal stability of pistons of the tractor diesel,** Alexander Gots 131
21. **Проектиране и създаване на прототип на градски автомобил задвижван от алтернативен енергиен източник,** Иван Белоев 137

22. **Автоматични предавателни кутии от типа 8HP,** Стефан Стефанов, Радостин Димитров, Росен Христов 143
23. **Изследване на възможностите за използване на двигател с вътрешно горене като движител за орнитоптер,** Ангел Ангелов 149
24. **Сравнителен анализ и оценка на потребната мощност, използвана при полета на леки летателни апарати,** Ангел Ангелов 156
25. **Роля на неправителствените организации в управление на екологичния риск в транспорта,** Николай Ников , Венцислав Кръстев 163
26. **Изследване на емисиите отделяни при горивните процеси на корабните двигатели в пристанище Варна,** Мария Данева, Мария Левенова, Николай Ников, Татяна Жекова 171
27. **Изследване емисиите от горивните процеси на корабните двигатели чрез симулационен модел при движение на кораб в акваторията на пристанище Варна,** Мария Данева, Николай Ников, Татяна Жекова 179
28. **Изследване и анализ на метода ръчно електродъгово заваряване на металите под вода,** Дойчин Ников 187
29. **Изследване влиянието на взаимовръзката между шихтовите състави на тръбно-флюсови телове при заваряване под вода и качеството на заваръчното съединение,** Борислав Ников 194
30. **Оценка възможностите за моделиране на топлинно и деформационно състояние на бутало в средата на SOLIDWORKS,** Сергей Белчев, Делян Петков 202
31. **Определяне на ефективната площ на пневматични еластични елементи в лабораторни условия,** Николай Павлов, Евгени Соколов, Петър Иванов, Михаил Додов, Стоян Стоянов 210
32. **Числено изследване на движението на мотоциклет при спиране с отчитане на деформацията в окачването,** Николай Павлов 215
33. **Изследване индикаторни и ефективни показатели на двигател работещ с обогатен биогаз,** Радостин Димитров, Красимир Богданов, Стефан Стефанов, Росен Христов 224
34. **Анализ на процесорите използвани в автомобилната електроника,** Радостин Димитров 231
35. **Изследване горивен процес на двигател с вътрешно горене работещ с газово гориво,** Радостин Димитров 236
36. **Изследване екологичните показатели на мотоциклетни двигатели,** Радостин Димитров 241
37. **Сравнителен анализ на ускоренията действащи върху пътниците в автомобилния и железопътния транспорт,** Николай Павлов, Диана Дацова 246
38. **Перспективы использования водо-био-топливной эмульсии в дизельных двигателях,** В.Ф. Калинин, В.А. Марков, С.А. Нагорнов, А.Н. Зазуля, Е.Ю. Левина 253
39. **Получение биодобавок к дизельному топливу из микроводо-росли хлорелла,** В.Ф. Калинин, В.А. Марков, С.А. Нагорнов, А.Н. Зазуля, Ю.В.Мещерякова 265
40. **Математическое моделирование изменения технического состояния тормозной системы автомобиля,** Николай Булгаков 277
41. **Изменение показателей долговечности в зависимости от условий эксплуатации транспортных машин**, Сергей Кривошапов 281
42. **Контроль расхода топлива с помощью систем GPS мониторинга,** Игор Мармут, Анастасия Грузина 287
43. **Разделение сопротивлений движению по неполным данным выбега автомобиля,** Владимир Волков, Эрнест Рабинович, Юрий Зыбцев, Владислав Иршенко 292

44. **Определение сопротивлений холостого хода автомобильной механической трансмиссии,** Владимир Волков, Владимир Зуев, Игорь Мармут, Эрнест Рабинович 300
45. **Особенности функциональных возможностей бортового информационного комплекса в процессах обеспечения информационного обмена между элементами ITS транспортного средства**, Владимир Волков, Игорь Грицук, Юрий Грицук, Юрий Волков 308
46. **О контроле герметичности системы охлаждения,** Александр Дитятьев 316
47. **Magnetic components for ultra light electrical vehicles,** Vencislav Valchev, Radko Stoyanov 319
48. **Оптимизация процесса диагностирования топливной аппаратуры подачи пропан-бутановой смеси современного ГБО,** Евгений Зенкин 326
49. **Метод определения момента инерции двигателя на роликовом стенде,** Владимир Зуев 329
50. **Пути повышения эксплуатационных характеристик тепловых аккумуляторов фазового перехода в процессах их использования на транспорте,** Николай Мисюра, Андрей Грицук, Зоя Краснокутская, Игорь Грицук 337
51. **Повышение надежности работы технологического транспорта, ,** Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Dmytro Klets, Vyacheslav Pletnev, Victoria Zadorozhna 345
52. **Исследование возможности экономии топлива при отключении цилиндров,** Андрей Молодан 350
53. **Повышение виброустойчивости силовых агрегатов колесных машин рациональным выбором динамических параметров,** Надежда Подригало, Максим Байцур, Александр Полянский, Михаил Подригало 355
54. **Оценка показателей динамичности и энергетической экономичности колесной техники с бесступенчатой автоматической трансмиссией,** Михаил Подригало, Руслан Кайдалов, Алексей Лютвинов 359
55. **Повышение функциональной стабильности управляемости и устойчивости против заноса двухзвенных многоосных автомобилей,** Михаил Подригало, Александр Куренко, Игор Рогозин , Дмитри Абрамов 363

ЕКОЛОГИЧНИ ПРОБЛЕМИ И СВЪРЗАНИТЕ С ТЯХ ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИЕТО НА АВТОМОБИЛИТЕ, СНАБДЕНИ С ДВГ

Трифон Узунтонев

ENVIRONMENTAL PROBLEMS AND THE RELATED TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF VEHICLES WITH INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Trifon Uzuntonev

Abstract: The report examines the trends in the development of the internal combustion engine market in the time of growing requirements for the content of pollutant in the exhaust gases. The current EU legislation and its future modifications regulated in EURO 6d TEMP, in order to more accurately take into account the content of pollutant and CO_2 is analyzed. On this basis, there are forecasts of the produced vehicles with different propulsion up to 2025.Most serious attention is paid to the place of electric cars in the future market. They are considered not only towards their positive sides - low pollution of the environment and low energy costs. Several of their disadvantages and potential negative consequences from their mass production are pointed out. An analysis of the automotive market in Bulgaria and the environmental problems, which follow from its structure and age is made.
Keywords: EURO 6d TEMP, electric vehicle, pollutant,CO_2

1. Въведение:

През последните две години рязко в медиите се активира темата за вредното въздействие на токсичните компоненти в отработилите газове на традиционните автомобили с двигател с вътрешно горене (ДВГ) върху човешкото здраве и околната среда. Началото на този процес е белязан от две важни събития. През септември 2015 год. американското министерство на правосъдието започна криминално разследване срещу концерна VOLKSWAGEN, след като в дизелови автомобили на производителя е открит софтуер, позволяващ да се заобиколят строгите екологични норми на САЩ при проверка на съответствието с изискванията за опазване на околната среда. Същевременно производителите на батерии за електроавтомобили направиха направиха решителна крачка напред като към днешна дата, пробег от 150÷200 km с едно зареждане е по-скоро стандарт отколкото върхово достижение. Всичко това постави под сериозен натиск производителите на автомобили с ДВГ, инвестирали милиарди в развитието на транспортния сектор. Дори се заговори за края на ерата на този вид превозни средства, но не поради изчерпване на енергийните ресурси, а поради екологична и икономическа нецелесъобразност. Появиха се информации, че някои страни обсъждат на парламентарно ниво забраната на автомобили с ДВГ от 2025÷2030 година. Особено неблагоприятно е положението с дизеловите двигатели, тъй като общественото схващане е, че те са значително по-големия замърсител.

Изключително важно в настоящия момент е да се представи и анализира ситуацията на базата на фактите и реалностите, а не въз основа на медийни внушения и неаргументирани емоционални изказвания.

2. Изложение:

Законодателство, регламентиращо емисиите на токсични компоненти и CO_2

Ограничителните норми за пределно допустими нива на токсичните компоненти в отработилите газове се регламентират от специален Евро стандарт (EURO-Norm). Всеки производител на превозно средство гарантира спазването на тези ограничения за определен пробег. Той е задължен да осигури компютърна връзка за диагностика, On-Board-Diagnose (OBD) за непрекъснат мониторинг на действието на всички ситеми, свързани с намаляването на емисиите на токсични компоненти. В таблица 1 и 2 са представени гранично допустимите стойности за бензинови автомобили (с впръскване на

бензин в пълнителния колектор и директно впръскване в цилиндъра на двигателя) и съответно за дизелови леки автомобили.

От съпоставката на двете таблици се вижда, че от 01.09.2009 година дизеловите двигатели имат по-строги ограничения за съдържанието на твърди частици, а от 01.09.2014 година те са еднакви. Това произтича от задължителното използване на филтри за твърди частици (DPF) в тези автомобили от въвеждането в действие на EURO5.

стандарт	EUR 1	евро 2	евро 3	D3	Euro 4	D4	евро 5a	евро 6b	евро 6c	Евро 6d-TEMP	евро 6d
Одобрение за нови видове	от 1 юли 1992 г.	от 1 януари 1996 г.	от 1 януари 2000 г.	-	от 1 януари 2005 г.	-	от 1 септември 2009	от 1 септември 2014	от 1 септември 2017	от 1 септември 2017	от 1 януари 2020 г.
Одобряване на нови превозни средства	от 1 януари 1993 г.	от 1 януари 1997 г.	от 1 януари 2001 г.	-	от 1 януари 2006 г.	-	от 1 януари 2011 г.	от 1 септември 2015	от 1 септември 2018	от 1 септември 2019	от 1 януари 2021 г.
Изпитателен цикъл / инспекция	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	WLTC	WLTC / RDE	WLTC / RDE
CO	2720	2200	2300	1500	1000	700	1000	1000	1000	1000 / -	1000 / -
(HC + NO_x)	970	500	-	-	-	-	-	-	-	- / -	- / -
HC (NMHC)	-	-	200	140	100	70	100 (68)	100 (68)	100 (68)	100 (68) / -	100 (68) / -
NO_x	-	-	150	170	80	80	60	60	60	60/126	60/90
PM	-	-	-	-	-	-	* 5	* 4.5	* 4.5	* 4,5 / -	* 4,5 / -
PN	-	-	-	-	-	-	-	* 6 * 10^{12}	* 6 * 10^{11}	* 6 x 10^{11} / * 9 * 10^{11}	* 6 x 10^{11} / * 9 * 10^{11}

Фиг.1. Норми за допустими емисии за бензинови автомобили
в мг / km освен PN (1 / km)

Приблизително от същия период датира и масовото използване на бензинови двигатели с директно впръскване на бензин (GTI) и разслояване на заряда, като се характеризират с ясно изразени хетерогенни зони на горивната смес и предпоставки за наличие на твърди частици в отработилите газове.

стандарт	EUR 1	евро 2	евро 3	евро 4	евро 5a	евро 5b	евро 6b	евро 6c	Евро 6d-TEMP	евро 6d
Одобрение за нови видове	от 1 юли 1992 г.	от 1 януари 1996 г.	от 1 януари 2000 г.	от 1 януари 2005 г.	от 1 септември 2009	от 1 септември 2011	от 1 септември 2014	от 1 септември 2017	от 1 септември 2017	от 1 януари 2020 г.
Одобряване на нови превозни средства	от 1 януари 1993 г.	от 1 януари 1997 г.	от 1 януари 2001 г.	от 1 януари 2006 г.	от 1 януари 2011 г.	от 1 януари 2013 г.	от 1 септември 2015	от 1 септември 2018	от 1 септември 2019	от 1 януари 2021 г.
Изпитателен цикъл / инспекция	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	NEDC	WLTC	WLTC / RDE	WLTC / RDE
CO	2720	1000	640	500	500	500	500	500	500 / -	500 / -
(HC + NO_x)	970	700/900 [3]	560	300	230	230	170	170	170 / -	170 / -
NO_x	-	-	500	250	180	180	80	80	80/168	80/120
PM	140	80/100 [3]	50	25	5	4.5	4.5	4.5	4.5 / -	4.5 / -
PN	-	-	-	-	-	6 x 10^{11}	6 x 10^{11}	6 x 10^{11}	6 × 10^{11} × 10 9/11	6 × 10^{11} × 10 9/11

Фиг.2. Нормите за допустими емисии за дизелови леки автомобили
В мг / km освен PN (1 / km)

Това на практика означава, че в дизеловите двигатели значително по-отдавна се работи по този въпрос и успехите са забележителни. На фиг. 3 е представена снимка на лек автомобил BMW 320d F30 2016/2017., производство 2016 год., пробег от 22 000 km на който ауспуха видимо има метален блясък и липсват всякакви следи от сажди. Подобно е положението със всички автомобили, отговарящи на изискванията на EURO5 и EURO6. По-различно е състоянието на автомобили с бензинови двигатели с директно впръскване, където ауспуха е видимо покрит с черни отлагания. Тези факти будят недоумение по отношение на негативните настроения и евентуалните обсъждания за ристрикции спрямо автомобилите с дизелови двигатели, в сравнение с бензиновите по отношение на съдържанието на твърди частици.



Фиг.3 Външен вид на изпускателната система на дизелов автомобил,отговарящ на изискванията на стандарта EORO 6

Единствено съдържанието NO_x, считано от 01.09.2014 година е 80 mg/km спрямо стойност от 60 mg/km за автомобили с бензинови двигатели.

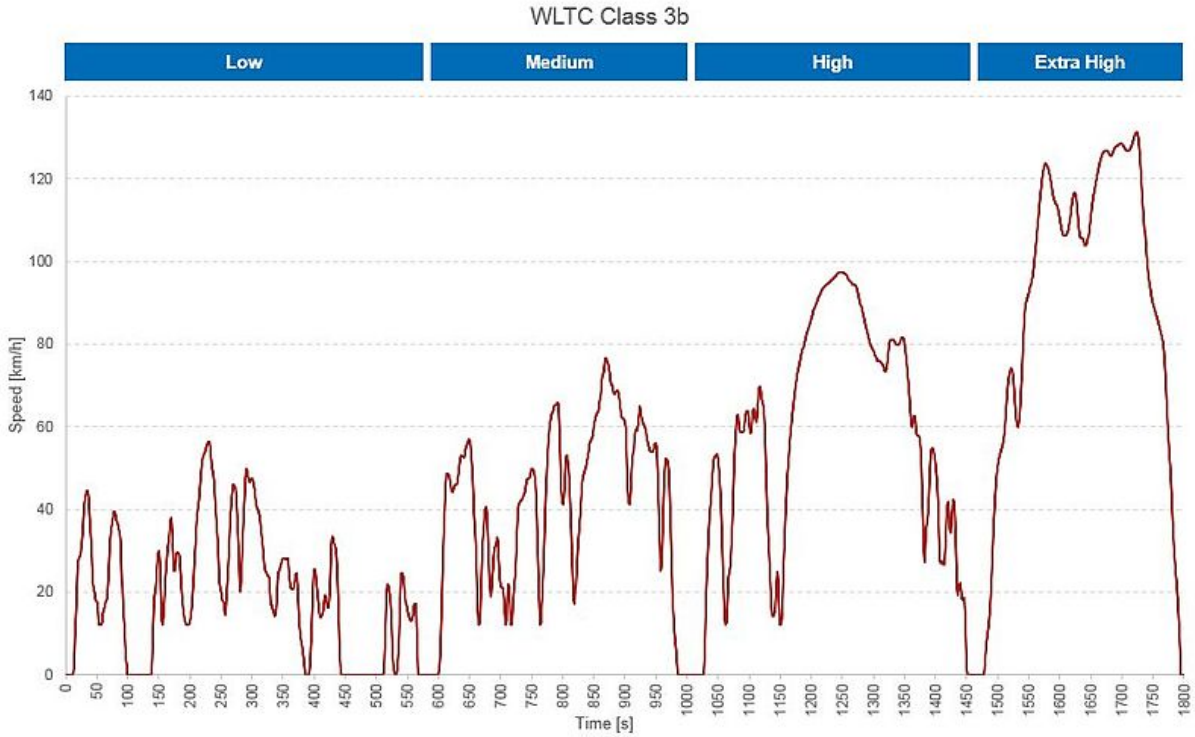
Цялата еволюция на ездовия цикъл NEDC по който се провеждат изпитанията е относително статичен, с бавни ускорения и сравнително малки честотни и товарни режими. Това прави изпитанията нереалистични и налага необходимостта от актуализация на изпитвателния цикъл. Това се променя от 01.09.2017 год., като нивото на съдържание на токсични компоненти се запазва, но се въвежда т.н. Световна хармонизирана процедура за изпитване на леки превозни средства (WLTP). Циклите са различни, в зависимост от превозното средство, класифицирани по зависимостта

$$PWr = \frac{\text{номинална мощност}}{\text{тегло автомобил}}, \quad \frac{kW}{t}$$

Клас 1 - $PW_r \leq 22$
Клас 2 - $22 < PW_r \leq 34$
Клас 3 - $PW_r > 34$

Най- често срещаните автомобили имат мощност от 40÷70 kW/t, така, че те принадлежат на клас 3. На фиг. 4 е представен ездовия цикъл WLTR за този мощностен клас.В сравнение с NEDC, той се характеризира с по-резки натоварвания и съответно по-високо скорости на движение. Въпреки подобренията спрямо NEDC, циклите WLTR са все още нереалистично бавни. Например най- бързото ускоряване до 50 km/h е 15 sek. Това, отнесено към съвременните автомобили е сравнително бавно, дори при градски условия на упрвление на автомобила.Отнесено към регистрацията на отделените токсични компоненти това също означава разминаване с реалните им количества.Очевидно никой няма интерес от подобно нереалистично отчитане на вредни емисии, разходи на гориво и както ще стане ясно по-нататък – нереалистичен пробег на електроавтомобил с едно

зареждане т.е., отчетен като движение по NEDS, което е твърде различно от действителността.



Фиг.4 Ездови цикъл на световната хармонизирана процедура за изпитване на леки превозни средства (WLTR)

За да бъдат изпитанията по- реалистични е необходимо да се вземат предвид редица допълнителни експлоатационни фактори, които реално се срещат в практиката. На фиг. 5 са илюстрирани комплекс от подобни фактори, които формират реалните експлоатационни условия: Real driving emission (RDE)

EURO 6d TEMP=WLTR+RDE
RDE включват:
*динамично управление
*променливи параметри на околната среда
*пълно съответствие на цикъла
*променлив товар
*промени в надморската височина
*качества на горивата

Фиг.5 Комплекса от фактори,формиращи реалните експлоатационни условия

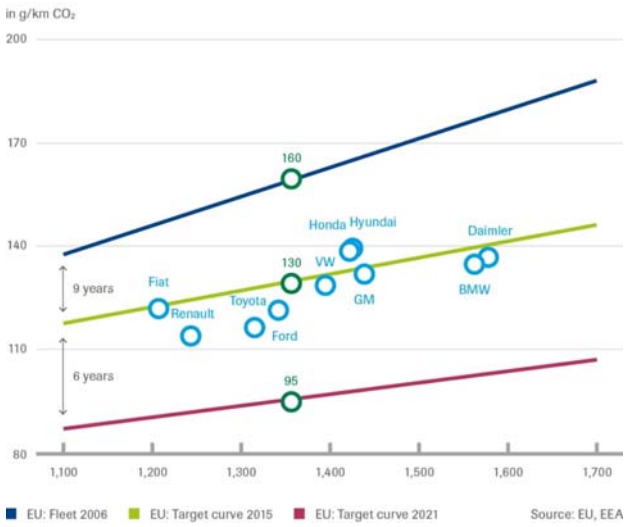
Те са залегнали в бъдещото актуализиране на стандарта EURO6d- TEMP за нови модели на вече съществуващи превозни средства и от 01.09.2019 год. за одобряване на нови превозни средства. Стандартът предвижда надвишаване на еконормите при екстремни експлоатационни условия, както това е посочено в фиг.1 и фиг. 2.При електроавтомобилите под реални условия на експлоатация, освен изброените фактори би следвало да се има предвид и всяка всяка ситуация, свързана с допълнителна консумация на електрическа енергия като:включен климатик или климатроник, експлоатация при дъждовно време и включени чистачки, експлоатация, свързана с много завои и допълнително натоварване на електрическия сервоусилвател и др.

На фиг,6 е показана експериментална установка под формата на мобилно устройство, което регистрира реалното съдържание на токсични компоненти при реални условия на експлоатация.



Фиг.6 Мобилно устройство, прикрепено към автомобил BMW 320d F30 2016/2017 за реално отчитане на отделените токсични компоненти

По отношение на съдържанието на CO_2, приетите или препоръчителни ограничения са показани на фиг.7

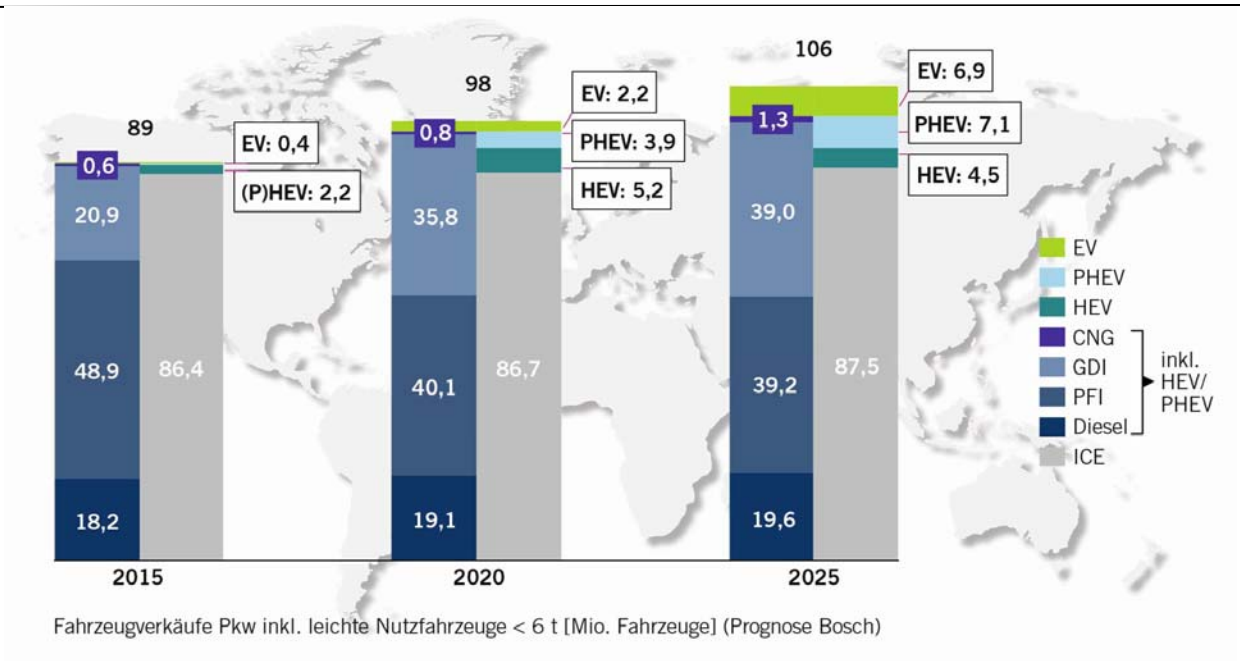


Фиг.7 Препоръчителни ограничения за съдържанието на CO_2 за които няма финансови наказания през годините в зависимост от собственото тегло на автомобила

От изложеното става ясно, че проблемите с бензиновите двигатели ще ескалират през 2021 год. тъй като при нива на CO_2 от 95 g/km, това означава изключително нисък разход на гориво, респективно малко мощност на автомобила. По отношение на дизеловите двигатели, този проблем не стои така остро защото и към днешна дата нивата на CO_2 са достигнати от редица автомобилини производители при мощност 90÷100 hp.

Тенденции в развитието на пазара на автомобили до 6 t до 2025 година.

Този процес е илюстрован на фиг. 8, като предположенията са направени от фирмата Bosch през 2016 година. На графиката се виждат също така какви са били прогнозите една година по-рано.



Фиг.8 Прогнозни предположения на фирмата Bosch за развитието на автомобилния пазар **EV**-електроавтомобили,**PHEV**-хибридни автомобили с дозареждане от електрическата мрежа,**HEV**- хибридни автомобили,**CNG**-автомобили на природен газ,**GDI**-бензинови двигатели с директно впръскване,**PFI**- бензинови двигатели с впръскване в пълнителния колектор,**Diesel**-дизелови двигатели **ICE**-авомобили с двигатели с вътрешно горене

Налага се тенденцията на плавно увеличаване броя на автомобилите с ДВГ, като темповете на растеж са значително по-малки в сравнение с изминалите години. Броят на хибридните автомобили, задвижвани от ДВГ, без зареждане от електрическата мрежа HEV намалява. Най-значителен е ръстът на чистите електрически автомобили EV на хибридните с възможност за дозареждане от електрическата мрежа PHEV. Общо броят произведени автомобили от тези групи през 2025 година се очаква да бъде 14 милиона.

Мястото на електроавтомобилите на пазара, предимства и недостатъци.

От екологична гледна точка електроавтомобилите привидно са без конкуренция на пазара тъй като те на практика са с нулеви емисии на токсични компоненти. Налага се впечатлението, че е необходима първоначална инвестиция за тяхното закупуване, след което експлоатационните и енергийни разходи са минимални. Техният брой в България расте бавно, но сигурно. От 123 коли през 2013 год. техният брой е достигнал 318 (от които 130 са регистрирани в София) през миналата година, а през 2017 година се очаква да нараснат до 468. В момента у нас има 54 зарядни станции, от които 19 са в София.

Основно облекчение за собствениците на електроавтомобили е, че са освободени от данък МПС. В София и Бургас шофьорите на такива автомобили имат право и на безплатно паркиране в централната градска част, където има въведени зони за това.

Въпреки безспорните предимства електроавтомобилите имат недостатъци от икономически, експлоатационен и екологически характер.

1. Електроавтомобилите имат висока първоначална цена, често пъти неизгодна за средния потребител.

Големият брой електроавтомобили в Европа до голяма степен се дължи на високата субсидия, отпускана от правителствата на заинтересованите страни и значителни данъчни облекчения. Това се отнася и за България, както и факта, че за държавата и общинските администрации ще бъдат предоставени 1, 68 милиона лева за закупуването на електроавтомабили през 2017 год.

2. Въпреки сравнително големия гаранционен срок на електрическата батерия, тя бавно и сигурно ,изчерпва капацитета си,трябва да се зарежда все по-често и на края следва да бъде заменена с нова такава, чиято стойност надвишава (често пъти двукратно) цената на нов конвенционален автомобил. Това ликвидира вторичният пазар на автомобили и води до необходимостта от периодично закупуване на нов автомобил с честота 7÷9 години.

3. Ако всички 92 милиона автомобила до 6t, произведени в света през 2016 година бяха електроавтомобили, това би довело до интензивно изчерпване на основни суровини в световен мащаб като алуминий Al, мед Cu, литий Li, никел Ni, кобалт Co и манган Mn.

4. Пробегът с едно зареждане и параметрите на електрическата батерия се влошават постепенно във времето. Освен това пробегът е в зависимост от реалните експлоатационни условия RDE по абсолютно подобие на тестовия цикъл EURO6d-TEMP. От особено значение в случая са динамиката на шофиране, продължителното натоварване на автомобила и необходимостта от включването на допълнителни електрически консуматори като климатроник, електрически чистачки, усилвател на волана и др.

5. Екологичната чистота на електроавтомобила е под сериозен въпрос защото замърсяването на въздуха при производството на 1KWh електроенергия от ТЕЦ е по-голямо, отколкото е замърсяването от дизелов автомобил, отговарящ на изискванията на еконормите EURO 6 за производството на мощност от 1KW в продължение на 1h.Това замърсяване само е изнесено извън населените места,като негативното въздействие върху глобалните промени в климата се запазва.

6. Ако ел. енергията с която ще се зарежда електроавтомобила е произведена от ветрогенератор , соларни панели или това става в някоя от развитите страни от ЕС, където цената на ел.енергията е приблизителн 0.35 евро/KWh, то използването на електроавтомобил е икономически по-неизгодно от автомобил с конвенционален дизелов двигател.

7. Замърсяването на околната среда с финни прахови частици не е резултат само на изхвърляните в атмосферата отработили газове от ДВГ.Най-новите изследвания в тази област доказват, че едва 8÷10% от отделяните твърди частици се падат на задвижващия агрегат.Останалата част е триене между спирачните дискове и спирачните апарати, между гумите и асфалтовата настилка, завихрянето на частиците по пътя от движението на автомобила, ремъчни задвижвания и др.Това са все фактори, които са налични както в ковенционалните двигатели, така също и в електро-автомобилите.

8. Ниските експлоатационни разходи на електроавтомобилите са на базата на липса на акцизи върху използваната ел. енергия, която в момента не се третира като гориво за автомобила.При приходи от акцизи на горивата в размер на 2.2 млрда лева годишно (те форморат 46.4% от акцизните приходи в хазната за миналата година), трудно е да се повярва, че това статукво ще се запази при навлизането на значителен брой нови електроавтомобили в експлоатация вместо сегашните 0.01%.

Състояние на автомобилния позар в България

Според официални данни в автомобилния бранш в България работят близо 400 000 души.Той обхваща продажбата на нови и употребявани автомобили, нови и употребявани авточасти, производството на нови части и компоненти за първоначално вграждане, ремонт и техническо обслужване, контрол, административно обезпечавани и други дейности.Това е делът от нашата икономика с най-масова ангажираност на човешки ресурс.

Регистрираните превозни средства в България са 4 130195. Данните са от месец юли 2016 год.

Разпределение по възраст:
0÷5 години – 155 000
6÷10 години – 352 988
11÷15 години – 677 492
16÷20 години – 1 153033
над 20 години останалите 1 791 682 или 43.4%.
Според използваното гориво:
Diesel – 1 639619
PFI и GDI – 1 851 331
CNG LPG – 200 000
EV-318 (0.00795%)

Това състояние на автомобилния парк на страната в известен смисъл контрастира с тематиката на доклада. Не могат да бъдат големи очакванията за състоянието на околната среда и нейната обвързаност с емисиите на токсични компоненти когато приблизително половината от автомобилите са на преклонната възраст от над 20 години.

При това положение екологичните проблеми в страната в аспект на обвързаност с автомобилния транспорт могат да бъдат подредени по следния начин:

- Остарял автомобилен парк, средна възраст на използваните автомобили 18.5 години;
- Законодателство и данъчна политика, които толерират използването на стари автомобили;
- Формално провеждане на годишни технически прегледи, без възможност за констатиране действието на екологичните системи OBD;
- Данъчни облекчения единствено при документална наличност на катализатор или DPF филтри;
- Безпорядъчна, нелизензирана сервизна дейност;
- Нерегламентирано и нелизензирано тунинговане на автомобилите.

Добрата страна на тези проблеми е, че когато едно нещо е лошо, то може да се променя единствено в посока на по- добро. В случая големият брой регистрирани превозни средства трудно може да се учвеличава, защото от една страна капацитетът (и състоянието) на пътната мрежа не може да го поеме, а от друга броят на автомобилите е приблизително равен на броя на правоспособните водачи на МПС. Това означава, че навлизането на „нови“ (на значително по- малка възраст) употребявани автомобили автоматично подобрява техническото състояние на автопарка за сметка на бракуването на най- старите возила.

Останалите проблеми до голяма степен са икономически и радикални промени биха довели до масова невъзприемане от обществото.Има се предвид облагането с много по-високи данъци на старите замърсяващи в по-голяма степен околната среда автомобили .

3. Заключение:

В резултат на направения анализ на екологичните проблеми и свързаните с тях тенденции в развитието на автомобилния пазар, могат да бъдат направени, следните изводи:

3.1.Автомобилите, снабдени с ДВГ ще запазят тенденцията за увеличаване на общия им брой до 2025 година, но със значително по- малки темпове. Електроавтомобилите ще навлязът бързо до същата година, подпомагани от облекчения и субсидии, като масовата им употреба ще бъде в градски условия;

3.2.Автомобилите, снабдени с ДВГ ще развиват и за вбъдеще своите екологични системи, като очакванията са при бензиновите да се използва филтър за твърди частици (DPF), а при дизеловите масово въвеждане на системи за селективна каталитична редукция SCR. Това ще намали количествата на характерните емисии на токсични компоненти за двата вида двигатели до нивото на строгите изисквания на стандарта EURO6d –TEMP.

Тези действия ще доведат до оскъпяване на новите автомобили, но и до приближаването им към дефиницията за „превозни средства с нулево съдържание на токсични компоненти“;

3.3.Основен проблем, след борбата за намаляване на съдържанието на токсични компоненти за бензиновите ДВГ е намаляване разхода на гориво и съответно нивото на CO_2. Ще се доразвиват технологиите за директно впръскване на бензин, като най-перспективно решение в тази посока.

Литература:

1.Brussels 31.05.2017 C(2017) 3525 final COMMISSION RECOMMENDATION on the use of fuel consumption and CO_2 emission values type-approved and measured in accordance with the World Harmonised Light Vehicles Test Procedure when making information available for consumers pursuant to Directive 1999/94/EC of the European Parliament and of the Council

2.Hammer J.,Binder A.(2010) IVK Universität Stuttgartt Injection technology part 1 (Оригинално заглавие:Hammer J.,Binder A. Einspritztechnik-Teil 1)

3.Pauer T.,Yilmaz M.,Zumbrägel J.,Schünemann E. Neue Generation Benzin-Direkt-einspritzsysteme von Bosch MTZ 07-08 2017 s.17-23

За контакти: prof. PhD Eng. Trifon Uzuntonev, Technical University of Varna,Bulgaria, Department “Aotomotive Engeneering”, phone+359 888 31 37 91, e-mail:uzuntonev_trifon@abv.bg

Докладът е рецензиран.

STATISTIC OF FUEL CONSUMPTION IN TEST AND IN OPERATION OF VEHICLES

Lech J. Sitnik

Abstract. The lowering of carbon dioxide emission is world pursuit which is written in international agreement. It concerns all economy sections, especially motorization. In this last case the lowering is essential, since almost all fuel used for powering vehicles comes from non-renewable resources. Using these fuels means a one-way carbon motion from underground lode to earth atmosphere. This process has to be immediately stopped. For several years there have been taken actions in this direction. There are both legislative and technical actions. However, the reports which were published in 2016 shows that despite the efforts and engagement of considerable means, the effects are mediocre. There has been noticed, that, though the lowering of carbon dioxide emission determined in bench tests has been attained, it is impossible to notice this progress in natural operation of vehicles. The causes of such a state are sought mainly in incompatibility of test conditions to the real operation of vehicles conditions. Assuming that the carbon dioxide emission is (quasi) directly proportional to fuel consumption, in the article there has been proposed the method of solving the problem of removing divergence between test and operational data. There has been suggested the different attitude to bench data analysis and implementation of new calculative procedures in a way to reach the correlation between the test and operating fuel consumption.

Keywords: operation of vehicles, test, fuel consumptions

Nomenclature

CO planned carbon oxide emission
CO_2 planned carbon dioxide emission
CNG compressed natural gas
D density of the used fuel
DIESEL compression ignition engine
EUDC extra urban driving cycle
FC fuel consumption
FC_{EUDC} fuel consumption in EUDC test
FC_{NEDC} fuel consumption in NEDC test
FC_{UDC} fuel consumption in UDC test
LPG liquified petrolum gas
NEDC new european driving cycle
NG natural gas
OFC_m average, operational fuel consumption
OFC_{sm} corresponding S_m, operational fuel consumption
OTTO spark ignition engine
Q_{CLFTC} Cumulative lifetime fuel consumption,
S_m vehicle mileage. km,
THC planned hydrocarbon emission
UDC urban driving cycle

1. Introduction

The carbon dioxide emission to atmosphere is constantly increasing, and in the case of car vehicles it happens in the geometrical progress [1]. The increase of carbon dioxide concentration in the atmosphere has to be stopped. Reports published in 2016 shows that despite the efforts and engagement of considerable means, the effects are mediocre. The carbon dioxide emission decrease determined in the bench tests was reached, however, this progress cannot be noticed in the natural operation of vehicles.

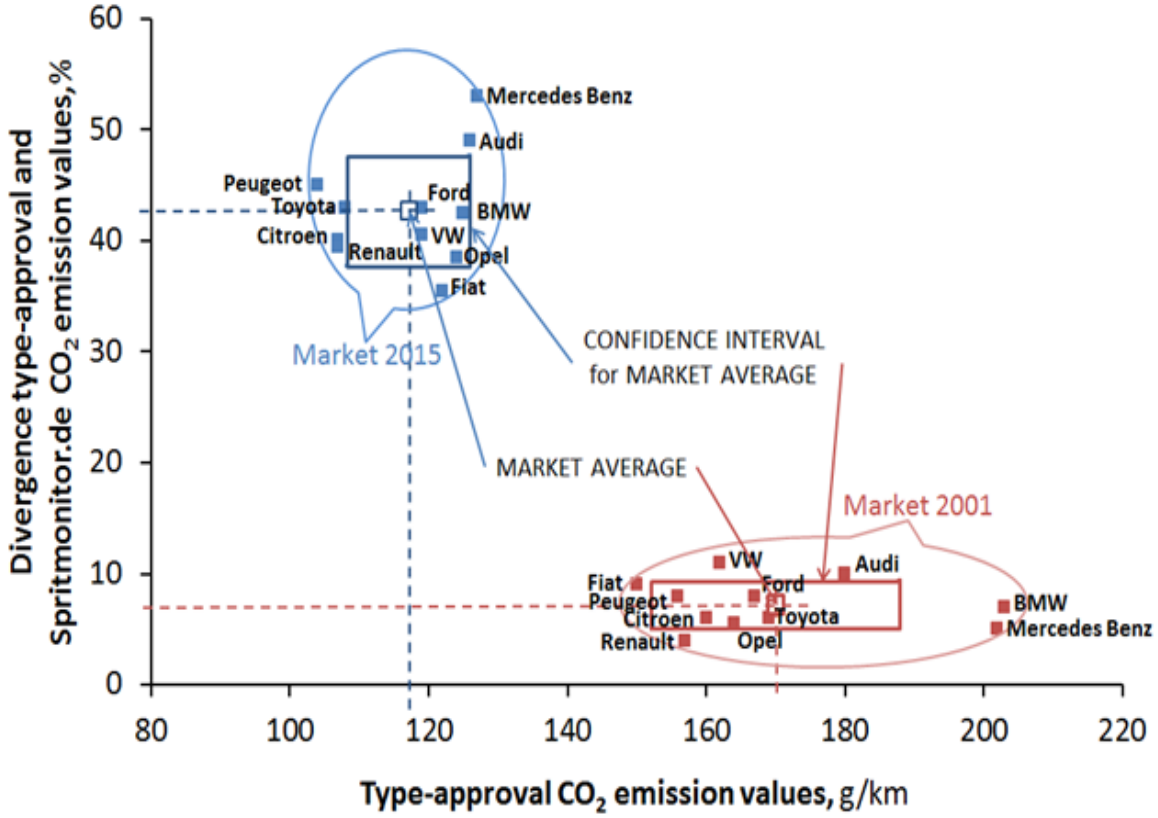


Fig. 1. Test results of carbon dioxide emission in comparison with emission in natural operation. Based on [1].

2. The way of determining of fuel consumption in natural operation

The way of determining the fuel consumption in natural operation is not regularized in the European Union.

Most often there are measured:
S_m- vehicle mileage. km,
OFC_{sm}- corresponding S_m, operational fuel consumption, dm^3,
and then there is calculated
OFC_m- average, operational fuel consumption from the relation:

$$OFC_m = 100 * OFC_{sm} / S_m \quad (1)$$

in Europe usually given in dm^3/100km of the travelled route.

The so-called operational fuel consumption (OFC) is usually determined after multiple travelling over the chosen, test route fragments. The fragments are assigned on the generally available streets and roads. E.g. according to Auto Motor und Sport (AMS) magazine, the determining of fuel consumption is made after traveling the test fragments chosen by the editorial office. The fuel consumption determined in this way is indicated as $OFC_{AMS.}$ Moreover, AMS also tests vehicles in the conditions of very spare drive (Sparrunde). The fuel consumptions in these conditions is indicated as OFC_{AMSS}. The fuel consumption determined e.g. from the AMS procedure is not identical with the fuel consumption determined in natural operation. It comes from the fact, that AMS test (as well as other tests of this type) is realized in controlled operation, not in the natural one.

Actual fuel consumption, occurring in the natural operation, can be estimated as the value accumulated for a given moment of operation is calculated as time or distance. As an example (Fig. 2.) may be presented results of the cumulative fuel consumption 10 cars of the same brand, but used (in natural operation) by different people in different parts of the country.

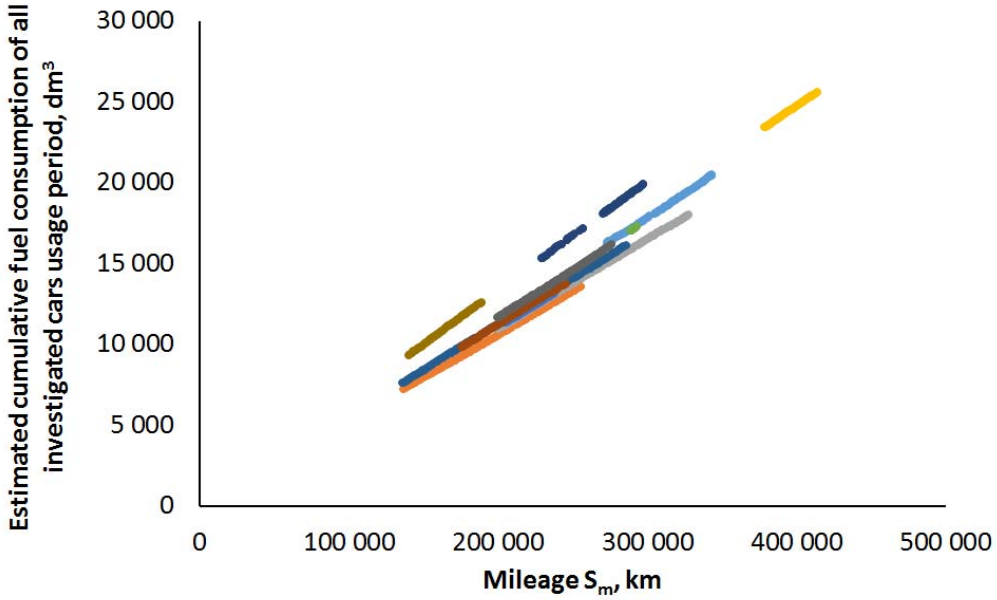


Fig. 2. Estimated cumulative fuel consumption of all investigated car lifetime usage period,

The cumulative fuel consumption is well described by a theory [13]. As an example, in Fig. 3 are given the equation of such a course fuel consumption of one of the vehicles tested.

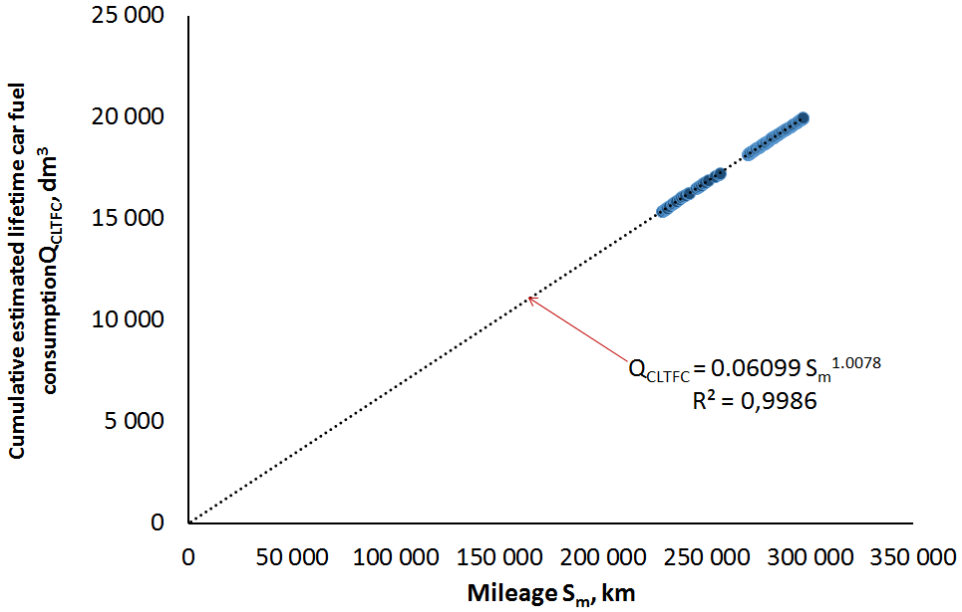


Fig 3. Cumulative estimated lifetime fuel consumption of one of investigated car

Although cumulative fuel consumption theory is well suited to describing it, it is too little data yet, so the data currently available will be used throughout the article. However, it should be borne in mind that only natural-use data is reliable for describing the car's fuel consumption.

3. The way of determining the fuel consumption in the test conditions

Nowadays, in different world regions, there are used the so-called driving tests, realized on the chassis dynamometers where the fuel consumption of the tested vehicles engines is assigned. In Europe it is currently used the NEDC test (New European Driving Cycle), and in The United States the test FTP is used (Federal Test Procedure), etc. In the nearest future the researches are planned according to the new world test.

In autumn 2017, a new procedure for testing light vehicles from around the world (WLTP) is in use. WLTP defines a global, harmonized standard for determining pollution levels and emissions, fuel or energy consumption, and the electrical range of light commercial vehicles (passenger cars and light commercial vehicles). Due to the fact that WLTP data is not yet rich, I would like to present a method for comparing test results and performance data using the "old" NEDC test procedure.

The profile of NEDC test velocity presents as follow:

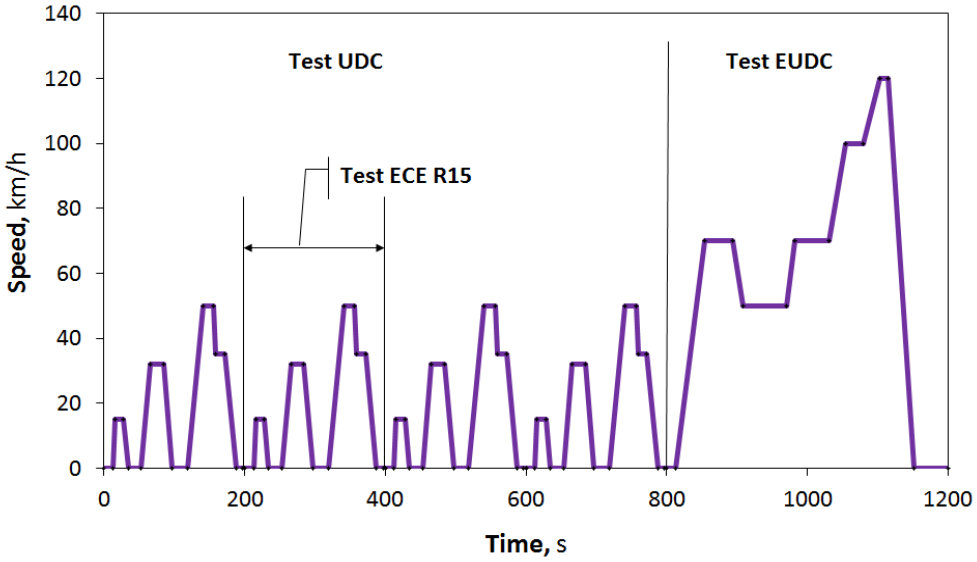


Fig. 4. The profile of NEDC test speed

From the picture it results that the NEDC test is the four time repeated ECE R15 test which is called UDC test (Urban Driving Cycle) plus once repeated EUDC test (Extra Urban Driving Cycle).

The fuel consumption in the NEDC test is determined during vehicle researches in the chassis dynamometer. During researches, the vehicle has to driven in a way that the velocity profile is preserved with very little deviations.

Engines exhaust gases of the researched vehicle are gathered in the special containers (material bags). Their quantity is logged and the quantity of their particular components is assigned. There is also measured the route that is driven during the test.

The test result concerning the fuel consumption does not comes from the direct measurements but comes from the calculations of the following procedure:

There is assumed that the fuel density is indicated according to EN ISO 12185 (or other equivalent method), where in case of:

- petrol or gas oil, the density measurement is made in 15^{o}C;
- LPG and NG- there is used the reference density
  - 0,538 kg/dm^3 in case of LPG
  - 0,654 kg/m^3 in case of NG

If take the indication as follows:

FC- fuel consumption in dm^3/100 km (liters per 100 km) with powering engine by petrol, liquid gas or oil gas or in m^3/100km (in case of natural gas)
THC- planned hydrocarbon emission in g/km of test route
CO - planned carbon oxide emission in g/km of test route
CO_2 - planned carbon dioxide emission in g/km of the test route
D - density of the used fuel
then, the fuel consumption assigned in the test comes from the following calculations:

a) in case of the vehicles with spark engines (OTTO) powered with petrol

$$FC = (0{,}1154/D) \times [(0{,}866 \times THC) + (0{,}429 \times CO) + (0{,}273 \times CO_2)] \quad (2)$$

b) in case of vehicles with spark engines (OTTO) powered with LPG-

$$FC_{norm} = (0{,}1212/0{,}538) \times [(0{,}825 \times THC)+(0{,}429 \times CO)+(0{,}273 \times CO_2)] \quad (3)$$

If the composition of fuel is different from the standard one then (2) changes into :

$$FC_{norm} = (0{,}1212/0{,}538) \times c_f \times [(0{,}825 \times THC)+(0{,}429 \times CO)+(0{,}273 \times C0_2)] \quad (4)$$

c_f is assigned from the relation: $c_f = 0{,}825 + 0{,}0693 \times n_r$, where n_r – actual proportion H/C of the used fuel.

c) in case of vehicles with spark engines (OTTO) powered with NG-

$$FC_{norm} = (0{,}1336/0{,}654) \times [(0{,}749 \times THC)+(0{,}429 \times CO)+(0{,}273 \times CO_2)] \quad (5)$$

d) in case of vehicles with compression ignition engine (DIESEL):

$$FC = (0{,}1155/D) \times [(0{,}866 \times THC)+(0{,}429 \times CO)+(0{,}273 \times C0_2)] \quad (6)$$

The fuel consumption assigned in the test is therefore not the result of direct measurement but the recalculations, and is based on the results of the engine fumes components concentration. It has a huge advantage because it enables to release the results from the actual existing chemical composition of fuel. This can, however, lead (and leads) to divergences between the fuel consumption assigned in the tests and in the natural operation.

If we know that emissions of THC and CO are not more than 1% of total emissions, then the quasi linear relationship between fuel consumption and CO_2 emissions results from the above equations

The basic parameters of NEDC tests are following:

Tab. 1. The basic parameters of NEDC tests

Characteristics	Unit	Test		
		ECE	EUDC	UDC+EUDC=NEDC
Route	km	1.013	6.955	4×1.013+6.955=11.007
Duration	s	195	400	4×195+400=1180
Average velocity	km/h	18.7	62.6	33.6
Maximum velocity	km/h	50	120	120

If take that:
FC_{NEDC} – fuel consumption in NEDC test, $dm^{3}/100km$,
FC_{UDC} –fuel consumption in UDC test, $dm^{3}/100km$,
FC_{EUDC} –fuel consumption in EUDC test, $dm^{3}/100km$,
then, taking into consideration the values from the table 1, the relation is acquired

$$FC_{NEDC}=0{,}368129FC_{UDC}+0{,}631871FC_{EUDC} \quad (7)$$

according to which the value of fuel consumption in the NEDC test may be assigned.

4. The correlation of the fuel consumption assigned in the driving tests and in the operation of vehicles

There has been stated that the fuel consumption in operation is significantly higher than the one given in the tests [2, 15, 16, 17, 18, 19]. Because this opinion is based on the reports of numerous research centers or the ones who provide vehicles evaluation (like the AMS editorial office) it is necessary to wonder how to lead to consistency of the test data and operation data.

However, there appears the question whether the correlation of fuel consumption assigned in the tests and in the operation of vehicles may occur at all. Before answering it, there is necessary to pay attention again on the fact that from one side:

- the fuel consumption in the tests is assigned on the way of recalculations, and from the other side,
- the so called operating fuel consumption is assigned in the controlled operation.

Additional doubt which appears, concerns whether the measurements in the controlled operation may be authoritative for the evaluation of fuel consumption in the natural operation. Here, the future works are continuing, but in this moment the data from the controlled operation are taken for the further considerations.

Due to the fact that the present paper concerns presentation of the results correlation method, the data available in the literature will be used in its further part. There has been used the data presented by the editorial office of Auto Motor und Sport. The editorial office leads the usage measurement on chosen test fragments assigning OFC_{AMS} and OFC_{AMSS}

Subsequently, OFC_{AMS} was treated as the equivalent of FC_{UDC} from the UDC test, whereas OFC_{AMSS} as the equivalent of FC_{EUDC} from EUDC tests.

Hence, there has been assumed, that the fuel consumption in controlled operation *OFCs* will be indicated from the relation

$$OFC_S = 0{,}368129 OFC_{AMS} + 0{,}631871 OFC_{AMSS} \quad (8)$$

If take that the operating fuel consumption is to be correlated with the test consumption then

$$0{,}368129 OFC_{AMS} + 0{,}631871 OFC_{AMSS} = OFC_S = b_0 + b_1 * FC_{UDC} + b_2 * FC_{EUDC} \quad (9)$$

As it is visible on the right side of the equation (9) there does not exist the right side of the equation (7). It has been assumed, that there is no premise to stick to the formula (7) resulting from the table 1 which means that the NEDC test should consist of UDC test plus EUDC test, however, is does not have to be the four times repetition of UDC test plus one repetition of EUDC test.

The usefulness of the assumption according to (9) has been checked by the use of operating data presented by AMS.

The editorial office of the AMS has carried out the measurements of both: cars driven by the spark ignition engines (OTTO), as well as the vehicles with compression ignition engines (DIESEL)

Both entry data and the calculation results are gathered in the tables.

Table 2. The measurements and calculation results of fuel consumption in the braking and route tests of vehicles with spark ignition engines (Otto).

No	Car (OTTO)	FC_{UDC}	FC_{EUDC}	FC_{NEDC}	OFC_{AMS}	OFC_{AMSS}	OFC_S	OFC_{SC}	Difference $(OFC_S - OFC_{SC}) / OFC_S$
		$dm^3/100km$							%
1	Focus Turnier 1.6 Titanium	7,70	5,00	6,00	10,80	5,70	7,58	7,54	0,44
2	308 SW 1.6 THP Active	9,50	5,20	6,80	10,70	6,00	7,73	8,51	-10,05
3	Astra Sports Tourer 1.4 Turbo	8,40	4,90	6,10	11,10	6,40	8,13	7,77	4,48
4	Twingo 1.2 16V Access	6,70	4,20	5,10	8,80	4,80	6,27	6,42	-2,34
5	i10 1.1 Base	5,80	4,10	4,70	8,40	4,60	6,00	5,94	1,02
6	Alto 1.0 Classic	5,50	3,80	4,40	8,10	4,60	5,89	5,55	5,77
7	M5	14,00	7,60	9,90	18,90	9,60	13,02	12,54	3,70
8	E 63 AMG	13,80	7,50	9,80	18,40	9,70	12,90	12,37	4,15
9	Panamera Turbo	17,00	8,40	11,50	22,50	9,50	14,29	14,55	-1,82
10	458 Italia	19,70	9,70	13,30	25,70	11,70	16,85	16,85	0,04
11	MP4-12C	18,50	7,80	11,70	23,90	9,40	14,74	14,69	0,31
12	Golf 1.4 TSI Comfortline	8,10	5,20	6,30	11,50	5,50	7,71	7,89	-2,36
13	Giulietta 1.4 TB Progression	7,80	4,60	5,80	11,20	5,00	7,28	7,25	0,51
14	Astra 1.4 Turbo Essentia	7,40	4,80	5,90	10,80	5,20	7,26	7,24	0,29
15	Roomster 1.2 TSI Roomster	7,10	4,90	5,70	11,20	5,40	7,54	7,19	4,53
16	Meriva 1.4 EcotecEssentia	8,00	5,00	6,10	10,50	5,50	7,34	7,68	-4,57

17	Grand Modus 1.2 TCE Dyna	7,60	5,00	5,90	10,30	5,90	7,52	7,50	0,27
18	C3 Picasso 1.6 VTi SX Pack	9,40	5,50	6,90	11,30	6,60	8,33	8,72	-4,68
19	Venga 1.6 CVVT M	8,40	5,80	6,70	10,20	5,80	7,42	8,54	-15,05
20	Swift 1.2	6,10	4,40	5,00	9,00	4,90	6,41	6,33	1,30
21	C3 1.4 VTi	7,60	4,80	5,80	9,60	5,20	6,82	7,33	-7,46
22	Ibiza 1.4 MPi	8,00	4,70	5,90	9,90	5,30	6,99	7,42	-6,09
23	i20 1.2	6,50	4,30	5,10	8,90	5,60	6,81	6,42	5,84
24	Focus 1.6 Ti-VCT 16V Trend	8,70	5,40	6,60	11,90	6,60	8,55	8,33	2,63
25	Bravo 1.4 MultiAirDynamic	7,30	4,80	5,70	12,30	5,70	8,13	7,20	11,48
26	i30 1.6 Comfort.	8,00	5,20	6,20	11,60	6,00	8,06	7,85	2,66

The OFC_{SC} values (the calculated operating fuel consumption) has been determined from the dependence

$$OFC_{SC}=0{,}440043FC_{UDC}+0{,}855818FC_{EUDC}-0{,}12364= NFC_{NEDC} \quad (10)$$

which comes out from the table 2 data with the use of regression analysis. It is worth to once again pay attention, that in the equation (10) the input data are the values of fuel consumption determined in UDC and EUDC tests, thus in the standard measurement tests. According to this fact the fuel consumption NFC_{NEDC} can be treated as the fuel consumption in the "newer" NEDC test.

There have been obtained surprisingly good factors of equation (10) prediction, which is testified by its regression statistics.

Tab. 3. Regression statistics of the equation (12) in relation to fuel consumption model of cars with spark ignition engines

Multiple of R	0,989330
Square of R	0,978775
Matched square of R	0,976929
Standard error	0,452155
Observations	26

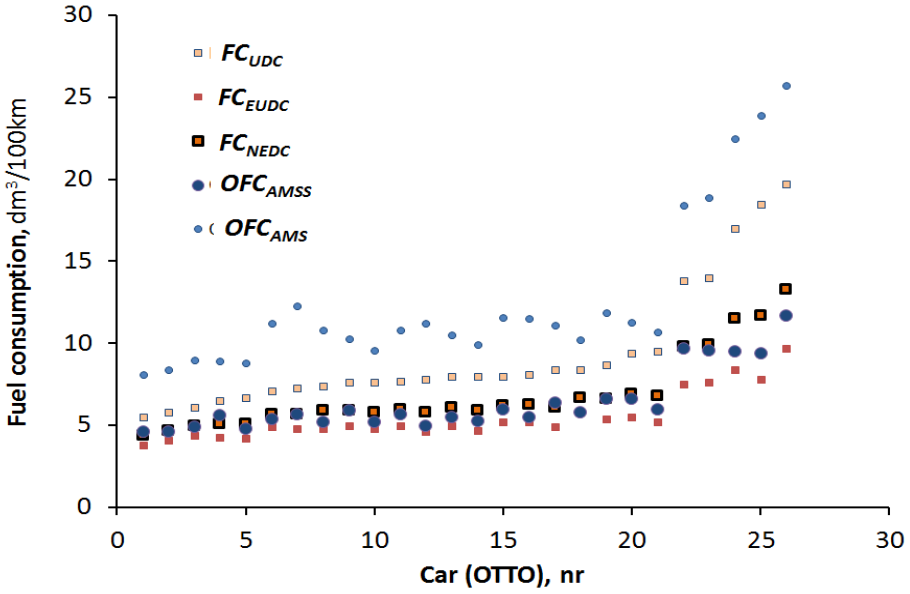


Fig. 5. The research results of fuel consumption in bench tests (FC_{NEDC}, FC_{EUDC} and FC_{UDC}) and in controlled operating tests (OFC_{AMS}, OFC_{AMSS}) of vehicles with spark ignition engines

You can see large variances in the results of the tests and those listed in the pilot operation.

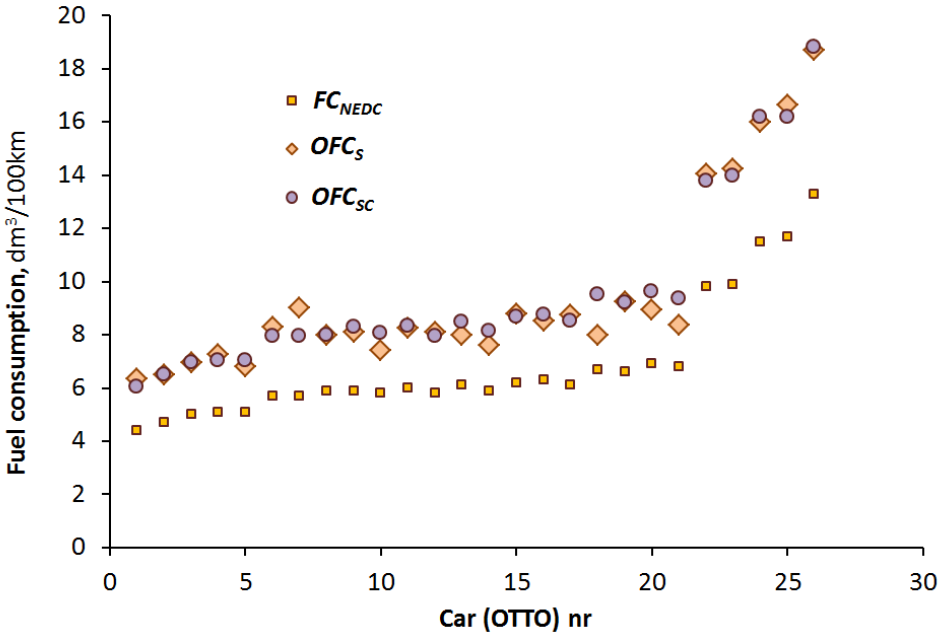


Fig. 6. Fuel consumption FC_{NEDC} and in the road tests OFC_S of vehicles with spark ignition engines

The results obtained in the NEDC test are still different from the operational ones, but if you use the (10) type formula, then the UDC and EUDC (as the newer NEDC test) and the results from the controlled operation almost overlap.

Similar results were obtained in case of vehicles powered by compression ignition engines (DIESEL)

Tab. 4. Data concerning fuel consumption in the cars with compression ignition engines (DIESEL)

No	Car(DIESEL)	FC_{UDC}	FC_{EUDC}	FC_{NEDC}	OFC_{AMS}	OFC_{AMSS}	OFC_S	OFC_{SC}	Difference $(OFC_S-OFC_{SC}) / OFC_S$
		$dm^3/100km$							%
1	A1 1.6 TDI Ambition	4,70	3,50	3,90	7,70	4,00	5,36	5,78	-7,80
2	Cooper D	4,20	3,50	3,80	8,10	5,30	6,33	5,79	8,59
3	320d Efficient Dynamics Edition	5,00	3,60	4,10	8,20	3,90	5,48	5,87	-7,11
4	Polo 1.6 TDI Highline	5,10	3,60	4,20	8,00	3,80	5,35	5,87	-9,83
5	B 180 CDI	5,40	3,80	4,40	8,70	4,80	6,24	6,06	2,81
6	Astra Sports Tourer 1.7 CDTI Enjoy	5,50	3,90	4,50	7,60	4,50	5,64	6,16	-9,12
7	C4 1.6 e-HDiExclusive	5,80	3,90	4,60	8,50	6,40	7,17	6,15	14,24
8	DS3 HDI 110 SportChic	5,60	3,90	4,50	8,30	5,50	6,53	6,15	5,76
9	Zafira Tourer 2.0 CDTiEcoflex Cosmo	5,50	4,00	4,50	9,30	5,10	6,65	6,25	5,93
10	508 SW 2.0 HDiAllure	6,80	4,00	5,00	9,60	4,80	6,57	6,24	5,05
11	Insignia 2.0 CDTI Eco- FLEX Cosmo	6,30	4,00	4,90	9,70	5,30	6,92	6,24	9,80
12	Cee'd 1.6 CRDi M	4,90	4,00	4,40	7,80	5,90	6,60	6,26	5,14
13	C 220 CDI Avantgarde	6,20	4,00	4,80	9,00	4,60	6,22	6,24	-0,38
14	Jetta 2.0 TDI CR Highline	6,10	4,10	4,80	9,10	5,00	6,51	6,34	2,59
15	C-Max 1.6 TDCiTitanium	5,00	4,10	4,40	9,60	5,30	6,88	6,36	7,67
16	Golf 2.0 TDI CR Trendline	6,10	4,10	4,80	8,80	4,30	5,96	6,34	-6,45
17	Auris 1.4 D-4D Premium	5,60	4,20	4,70	7,50	5,20	6,05	6,44	-6,57
18	S60 D3 Summum	7,20	4,20	5,20	9,30	4,80	6,46	6,42	0,52
19	i40 1.7 CRDi Premium	5,50	4,30	4,70	8,50	4,30	5,85	6,54	-11,89
20	Countryman Cooper D	4,70	4,40	4,40	8,60	4,40	5,95	6,65	-11,81

21	Grand C-Max 2.0 TDCi Titanium	6,60	4,50	5,30	9,20	5,00	6,55	6,72	-2,66
22	6 Kombi 2.2 MZR-CD Kirei	6,90	4,50	5,40	9,50	4,60	6,40	6,72	-4,88
23	Passat 2.0 TDI CR Comfortline	6,30	4,50	5,20	9,60	5,20	6,82	6,72	1,40
24	6 Kombi 2.2 MZR-CD Sport	6,90	4,50	5,40	9,50	5,20	6,78	6,72	0,98
25	Touran 2.0 TDI Highline	6,50	4,60	5,30	9,00	5,30	6,66	6,82	-2,34
26	Passat 2.0 TDI DSG Comfortline	6,30	4,60	5,30	8,60	4,70	6,14	6,82	-11,16
27	Mondeo 2.0 TDCi Trend	6,40	4,60	5,30	9,90	5,20	6,93	6,82	1,60
28	Altea 2.0 TDI CR Style	7,30	4,60	5,60	9,30	5,60	6,96	6,81	2,22
29	Lancer 1.8 DI-D Intense	6,70	4,80	5,50	8,80	4,80	6,27	7,01	-11,73
30	SuperbCombi 2.0 TDI Elegance	7,50	4,80	5,30	9,00	4,80	6,35	7,00	-10,27
31	E 250 CDI Kombi	8,00	4,90	6,10	11,10	5,30	7,44	7,09	4,67
32	Insignia Sports Tourer 2.0 CDTi Cosmo	7,90	4,90	6,00	9,40	5,10	6,68	7,09	-6,08
33	530d xDrive	6,60	5,20	5,70	11,10	6,50	8,19	7,40	9,74
34	Superb 2.0 TDI DSG 4x4 Comfort	7,80	5,20	6,20	9,10	4,90	6,45	7,38	-14,48
35	SuperbCombi 2.0 TDI CR	7,50	5,20	6,10	10,50	5,20	7,15	7,38	-3,25
36	A6 3.0 TDI Quattro	7,20	5,30	6,00	10,90	6,20	7,93	7,48	5,63
37	X3 xDrive20d.	6,40	5,30	5,60	10,90	6,70	8,25	7,49	9,12
38	Laguna 2.0 dCi 175 aut. Bose Edition	8,20	5,30	6,30	10,50	5,90	7,59	7,47	1,61
39	Laguna Grandtour 2.0 dCiDynamique	8,10	5,40	6,30	9,90	5,50	7,12	7,57	-6,30
40	3008 2.0 HDi aut. Premium+	8,70	5,40	6,60	9,90	5,90	7,37	7,56	-2,55
41	E 350 CDI 4Matic	8,20	5,50	6,60	11,60	6,60	8,44	7,66	9,21
42	XC60 D5 AWD	9,50	5,50	7,00	11,00	7,10	8,54	7,65	10,41
43	Qashqai 2.0 dCiVisia	8,50	5,70	6,70	9,70	5,80	7,24	7,85	-8,53
44	GLK 220 CDI 4MATIC	8,40	5,80	6,70	11,70	6,30	8,29	7,95	4,07
45	Q5 2.0 TDI Quattro	8,20	6,00	6,80	11,70	6,40	8,35	8,15	2,46
46	ML 350 BlueTEC	8,40	6,80	7,40	13,40	7,00	9,36	8,91	4,72
47	FX30d	11,20	7,80	9,00	12,90	7,20	9,30	9,84	-5,85

In the case of vehicles powered by the compression ignition engines (Diesel) there has been also obtained the dependence (13)

$$OFC_{SC}=-0{,}012954FC_{UDC}+0{,}964301FC_{EUDC}+2{,}466235 = NFC_{NEDC} \quad (11)$$

Analyzing the abovementioned equation there can be stated that in the case of vehicles with compression ignition engines (DIESEL) the fuel consumption assigned in the urban test (UDC) is particularly irrelevant. The essential value is the fuel consumption assigned in the EUDC test.

Also in this case, the obtained prediction factors were not bad (however, they were worse that in the case of vehicles powered by spark ignition engines)

Tab. 5. Regression statistics of the equation (13) in reference to fuel consumption model of cars with compression ignition engines

Multiple of R	0,851541
Square of R	0,725122
Matched square of R	0,712628
Standard error	0,516375
Observations	47

The data from the abovementioned tables are illustrated in the diagrams.

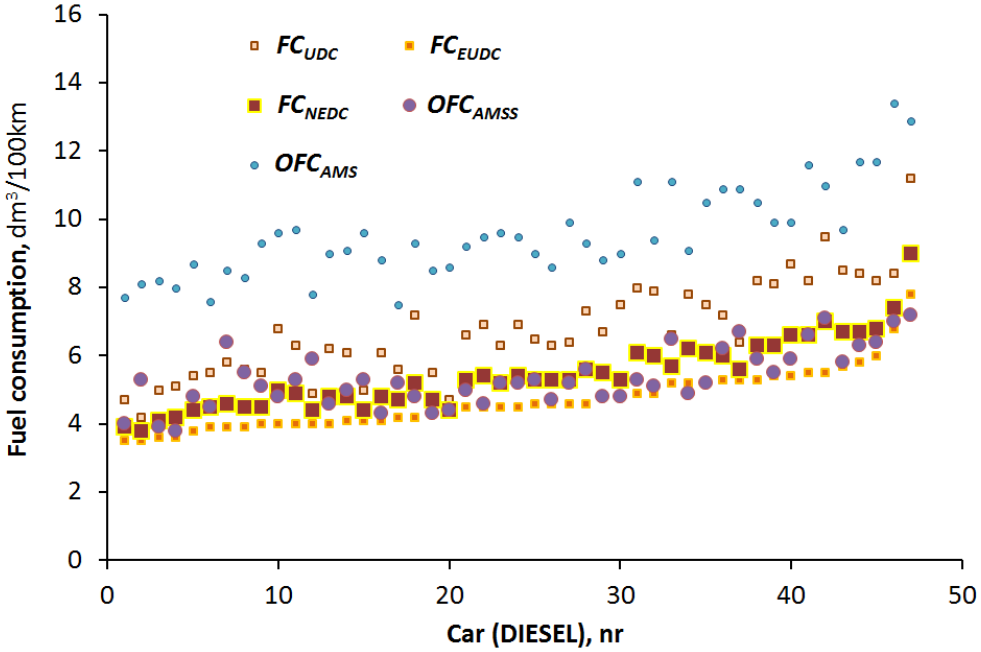


Fig. 7. The research results of fuel consumption in bench tests (FC_{NEDC}, FC_{EUDC} and FC_{UDC}) and in controlled operating tests (OFC_{AMS}, OFC_{AMSS}) of vehicles with compression ignition engines (DIESEL's)

As with OTTO engines, vehicles with Diesel engines also exhibit a fuel consumption balance in tests and in controlled operation.

After the conversion according to the formula (11), the correlation of the results was significantly improved.

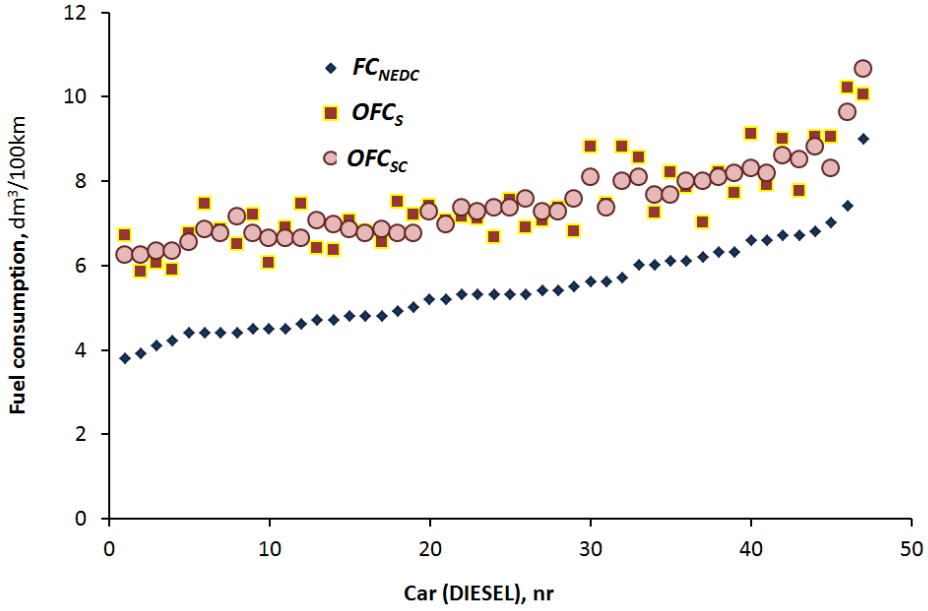


Fig. 8. Correlation of fuel consumption FC_{EUDC} and in road test OFC_S and calculated OFC_{SC} of vehicles with compression ignition engines (DIESEL's).

4. Conclusions

There exists the urgent need to limit the carbon dioxide emission coming from motorization, and the simplest way to obtain this aim is lowering of operating fuel consumption. There has been noticed, that throughout the last years the reduction of carbon dioxide emission determined in the bench tests was achieved, however, it is not reflected in the natural operation

of vehicles. The causes of this state may be found mainly in incompatibility between test conditions and actual vehicles operating conditions.

This article has risen to this issue, concurrently proposing the way of solving the problem.

There has been noticed, that in order to limit the increase of carbon dioxide concentration in the atmosphere, it is necessary to limit the fuel consumption. Therefore, there has been suggested the different attitude to fuel consumption determining in the natural operation, and also broader employing of test data in order to reach the correlation between test and operation fuel consumption.

The appropriate calculating procedure has been proposed.

It has been shown that:

- The results of controlled operating of vehicles may be presented in different form referring to the results of UDC, EUDC or NEDC tests researches.
- The results of fuel consumption researches obtained in the controlled operation of vehicles conditions are possible to correlate with the results of bench test researches.
- There exists satisfactory correlation of fuel consumption research results, determined in the controlled operation with the results of bench tests- urban UDC and out of city EUDC.
- Because the results of fuel consumption test researches come from the calculations arising from fumes components concentrations, and not directly from the measurements, it seems to be deliberate to implement the further calculating procedures e.g., according to the conception included in this paper, in a way to obtain the correlation of bench tests results with operation researches results.
- The implementation of procedures would enable the real evaluation of operating fuel consumption on the basis standard test researches, without the necessity of change the tests themselves, especially the ones coming in like e.g. WLTP.
- It is deliberate to carry on the further works targeting at reliable fuel consumption evaluation obtaining in natural operation of vehicles and their correlation with bench tests results

The presented research results have been based on relatively sparing experimental references. To broaden the resource of experiment, the continuation of researches seems to be necessary, especially due to the fact, that a new kind of bench test – WLTP is going to be implemented. On the other hand, considerations should be conducted using data from natural exploitation as these are only reliable.

Bibliography

[1] Tietge U., Díaz S., Mock P., German J., Bandivadekar A., Ligterink N.; from laboratory to road A 2016 update of official and ‘real-world’ fuel consumption and co_2 values for passenger cars in Europe, WHITE PAPER November 2016 www.theicct.org

[2] Dudenhöffer F., John E-M.; Studie Kraftstoffverbrauch. Warum der offizielle Kraftstoffverbrauch von Neuwagen erheblich von der Realität abweicht. *ÖkoGlobe-Insituts der Universität Duisburg-Essen, 2009*

[3] Sitnik L. J.; Theory of cumulative fuel consumption by LPG powered cars.*Journal of KONES.* 2015, vol. 22, nr 4, s. 275-280.

[4] Dimitrov R., Magdziak-Tokłowicz M., Sitnik L. J., Reksa M., Tkaczyk M., Wróbel R.; A comparison of fuel consumption between the new european driving cycle test and the natural operation of a vehicle. *MTM Machines, Technologies, Materials.* 2014, vol. 8, nr 2, s. 23-25.

[5] Sitnik L., J.; Theory of cumulative fuel consumption and example for its application. *Trans & MOTAUTO' 14 : XXII international scientific-technical conference : proceedings, Varna, Bulgaria, 23-24.06.2014. Section I, Vehicle engines. Application of fuels types. Efficiency.* [Sofia] : Scientific-technical union of mechanical engineering, 2014. s. 17-20.

[6] Sitnik L. J., Magdziak-Tokłowicz M., Walkowiak W. W., Wróbel R. S.; Włostowski R. M.; Comparison of mileage fuel consumption with the natural operation of the three different cycles. *Journal of KONES.* 2014, vol. 21, nr 4, s. 439-444.

[7] Sitnik L. J.; Teoria skumulowanego zużycia paliwa i jej aplikacja. *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze.* 2014, nr 2, suppl., s. 116-121.

[8] Skrętowicz M. D., Sitnik L. J., Kaźmierczak A., Magdziak-Tokłowicz M.; Evaluation methods of the impact of motorization on the quality of the atmospheric air. *Journal of KONES.* 2014, vol. 21, nr 4, s. 445-452.

[9] Kardasz P. Ł. Sitnik L. J., Szuberski K. Haller P.; Ekologiczne skutki motoryzacji. *Autonaprawa.* 2010, nr 9, s. 22-24.
[10] Sitnik L. J.; Some aspect of theory of cumulated fuel consumption. *Journal of KONES.* 2010, vol. 17, nr 4, s. 447-453.
[11] Sitnik L. J.; Analiza przebiegów do wymiany oleju silnikowego w eksploatacji naturalnej samochodów. *Journal of KONES.* 2009, vol. 16, nr 3, s. 367-373.
[12] Sitnik Lech. Statystyczna weryfikacja osiągów silników spalinowych. *Journal of KONES.* 2006, vol. 13, nr 4, s. 175-182.
[13] Sitnik L. J.; Skumulowane zużycie paliwa. *Archiwum Motoryzacji.* 2004, vol. 7, nr 3, s. 227-254.
[14] Testy porównawcze http://www.auto-motor-i-sport.pl/testy/testy-porownawcze.html?
[15] Spritverbrauch: Herstellerangabe gegen Test - Autobild http://www.autobild.de/artikel/spritverbrauch-herstellerangabe-gegen-test-1129421.html
[16] Test: Kraftstoffverbrauch höher als von Herstellern angegeben https://www.ace.de/der-club/news/test-kraftstoffverbrauch-hoeher-als-von-herstellern-angegeben.html?no_cache=1
[17] Reale Verbrauchsmessungen Spritverbrauch im Labor und in der Realität https://www.vcd.org/themen/auto-umwelt/reale-verbrauchsmessungen/
[18] Vor dem Autokauf den realen Kraftstoffverbrauch ermitteln https://kurier.at/motor/vor-dem-autokauf-den-realen-kraftstoffverbrauch-ermitteln/253.857.177
[19] Spritverbrauch. Die große Verbrauchs-Lüge: So stehlen Ihnen Autohersteller 450 Euro pro Jahr http://www.focus.de/auto/news/kraftstoffverbrauch-die-grosse-verbrauchs-luege-so-stehlen-ihnen-autohersteller-450-euro-pro-jahr_id_4168530.html

Lech J. Sitnik, Prof. Dsc. PhD. Professor in the Department Vehicles Engineering at Wroclaw University of Science and Technology.

e-mail: lech.sitnik@*pwr.edu.pl*



SELECTED ISSUES REGARDING IN-CYLINDER CATALYTIC COATING

Monika Andrych-Zalewska

Abstract. The problem of harmful components emissions lies at the basis of current motorization development and legislative action aimed at reducing the air pollution caused by road transport. From the internal combustion engines ecological properties point of view, solutions that would limit the formation of harmful compounds in the combustion chamber are desirable, e.g. by shortening the ignition delay time. One of the technical solutions available to reduce the amount of impurities present in the combustion chamber is the catalytic coatings implanted on the engine components – the glow plug, cylinder head or piston
Keywords: catalytic coating, combustion chamber, emissions, ICE

1. Introduction

The problem of harmful components emissions lies at the basis of current motorization development and legislative action aimed at reducing the air pollution caused by road transport. The most significant changes include the expansion of the current type approval test to include the RDE (Real Driving Emissions) test performed in real vehicle driving conditions. These actions are intended to adjust the type approval procedure to reflect the actual vehicle operation to the fullest extent possible.

The regularly tightened limits for harmful components emissions imposed on motor vehicle manufacturers force the application of new methods to reduce the amount of pollutants in the exhaust gases. The solutions observed in the last dozen or so years, that allow meeting the type approval tests requirements, are mainly related to advanced exhaust aftertreatment systems – the use of catalytic converters, particle filters and selective catalytic reduction technology. All of these technical solutions concern the treatment of the exhaust gases that have left the internal combustion engine, and they do not contribute to limiting the formation of harmful compounds. From the internal combustion engines ecological properties point of view, solutions that would limit the formation of harmful compounds in the combustion chamber are desirable, e.g. by shortening the ignition delay time. One of the technical solutions available to reduce the amount of impurities present in the combustion chamber is the catalytic coatings implanted on the engine components – the glow plug, cylinder head or piston [2].

2. Methodology of catalytic surfaces coating

One of the most important properties of catalytic surfaces is the service life, which depends mostly on their application technique [1, 5]. One of the most popular and easiest methods is the plasma spray method, which dates back to the fifties of the twentieth century. Plasma spraying is usually carried out under ambient conditions – APS (Atmospheric Plasma Spraying). Depending on the type of sprayed elements or chemical compounds, the conditions for the formation of the catalytic layer may vary [6].

Plasma spray coatings typically consist of high melting point materials such as metal oxides and carbides, as well as pure metals, metal alloys and mixtures:

- ceramic coatings – aluminum oxide, chromium oxide, and zirconium oxide coatings,
- cermet coatings – mixtures of ceramic and metal materials with different chemical and phase compositions,
- metal coatings - tungsten and molybdenum coatings, as well as alloy coatings of cobalt, chromium or nickel etc. [6].

From the perspective of the catalytic coating life, ion implantation is a superior solution to plasma spraying, indicated as a solution with high future potential [3]. The use of this method, however, involves a greater financial cost. Ionic implantation is mainly used to improve the usable properties of implanted materials. The material-based process itself is based on the use of high dopants kinetic energy. Dopant atoms are ionized in the ion source and then accelerated in the electric field to the energy of a few hundred kilovolts. The formed ion beam is directed at the surface of any material. The ions are introduced (implanted) into the substrate surface to a depth of about one micron. The kinetic nature of this process means that practically any material

can be doped with any element. The biggest advantage of the ion implantation method is the lack of adhesion problems between the material and the modified layer. This is because there is no boundary between the substrate and the implanted material. The process itself does not involve the addition of a material layer, but rather the structure modification of the existing substrate surface [4].

The ion implantation method also has its limitations, mostly due to its inability to work with complex shapes. Structural changes with the doping material only affect the layer directly within the ion beam. In addition to the inability to modify complex geometric details, the relatively low penetration depth and high cost of implantation can be considered as the main disadvantages [4].

3. Catalytic surfaces applications

The study by Zu and Ladommatos [2] concerned the emissivity assessment of a platinum-rhodium-plated internal combustion engine. The researched object was a single-cylinder SI engine. A 0.15 mm thick catalyst layer was applied in the process of plasma spraying. Hydrocarbon and nitrogen oxide concentrations (Fig. 1-4) were measured at full engine load, constant crankshaft rotational speed of 1500 and 2000 rpm, and variable air to fuel ratio (Φ).

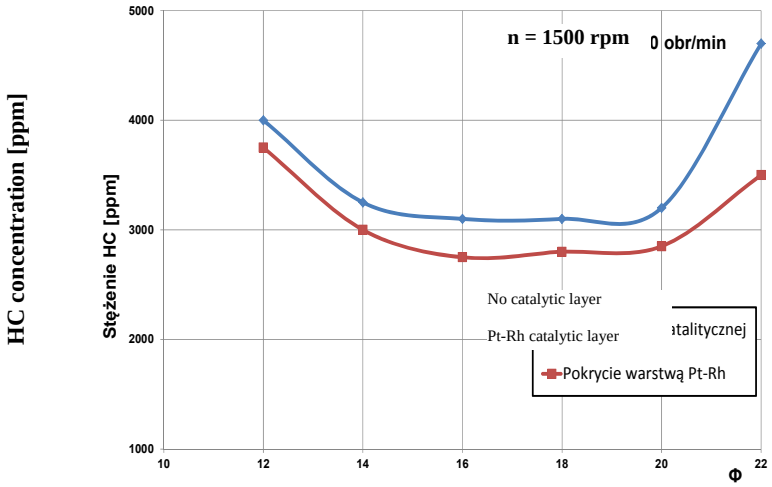


Fig. 1. HC concentration change at engine speed of 1500 rpm due to the effect of the catalytic surface

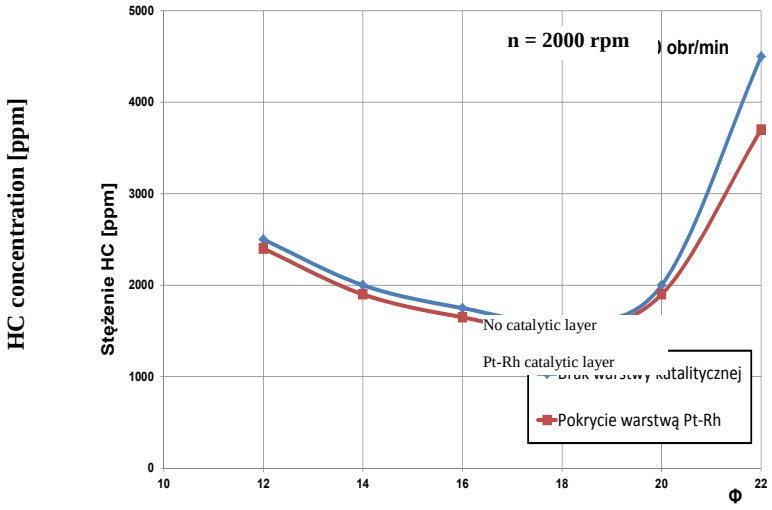


Fig. 2. HC concentration change at engine speed of 2000 rpm due to the effect of the catalytic surface

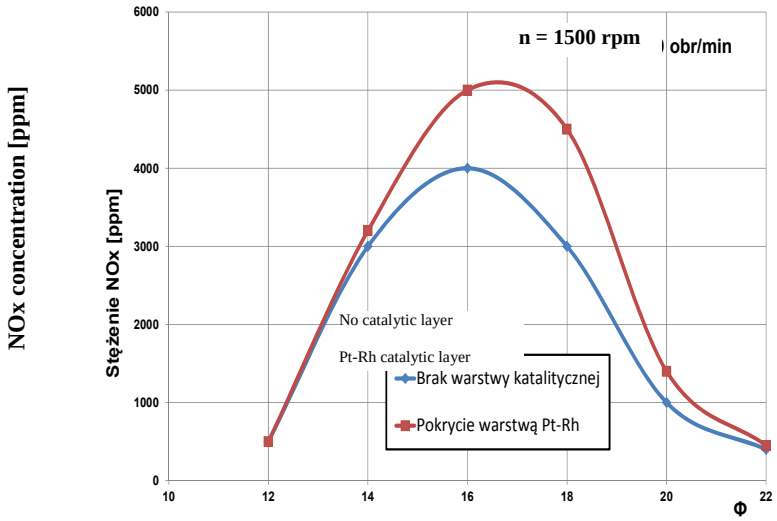


Fig. 3. NO_x concentration change at engine speed of 1500 rpm due to the effect of the catalytic surface

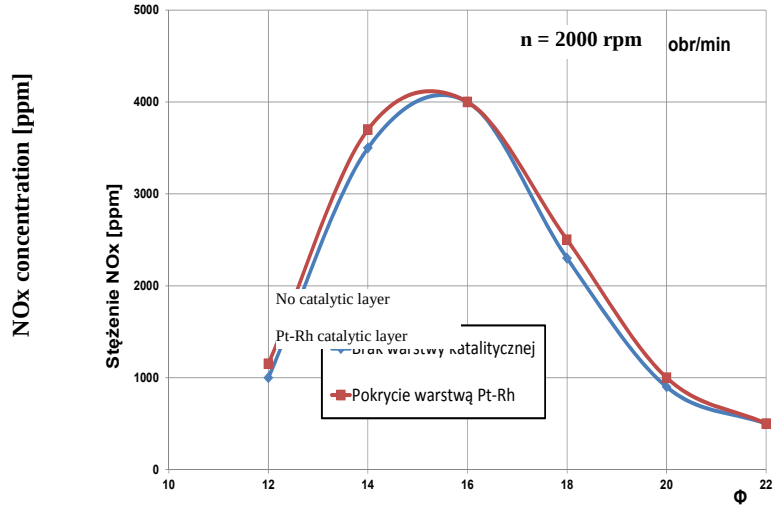


Fig. 4. NO_x concentration change at engine speed of 2000 rpm due to the effect of the catalytic surface

The obtained results indicated:

- a reduction of hydrocarbon concentration at engine speed equal to 1500 rpm by about 20% as a result of catalytic oxidation,
- slight decrease in hydrocarbon concentration at the engine speed of 2000 rpm,
- an unfavorable impact of the catalytic layer on the nitrogen oxides concentration at crankshaft rotational speed of 1500 rpm – average increase of 10%,
- No significant changes in the nitrogen oxides concentration at engine speed of 2000 rpm.

Further tests [2] measured hydrocarbon and nitrogen oxides concentrations according to the cooling fluid temperature (Figures 5 and 6).

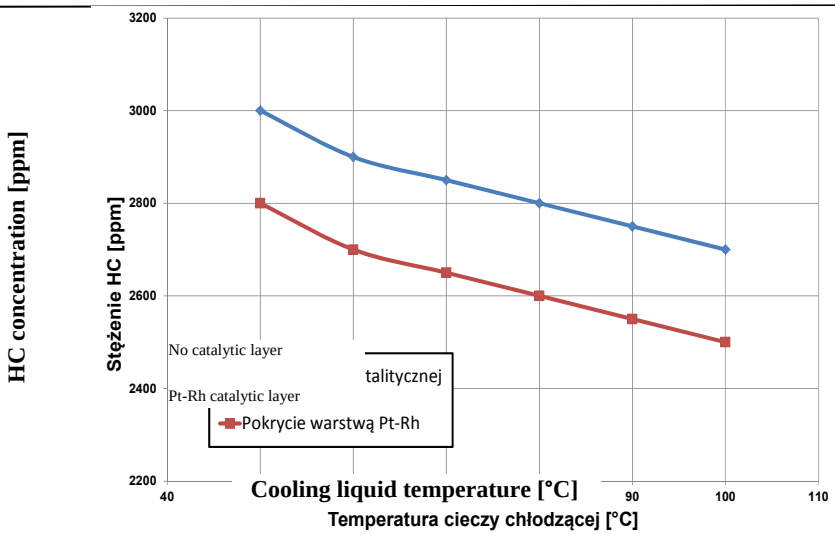


Fig. 5. HC emission change as a result of the catalytic surface at different coolant temperature values

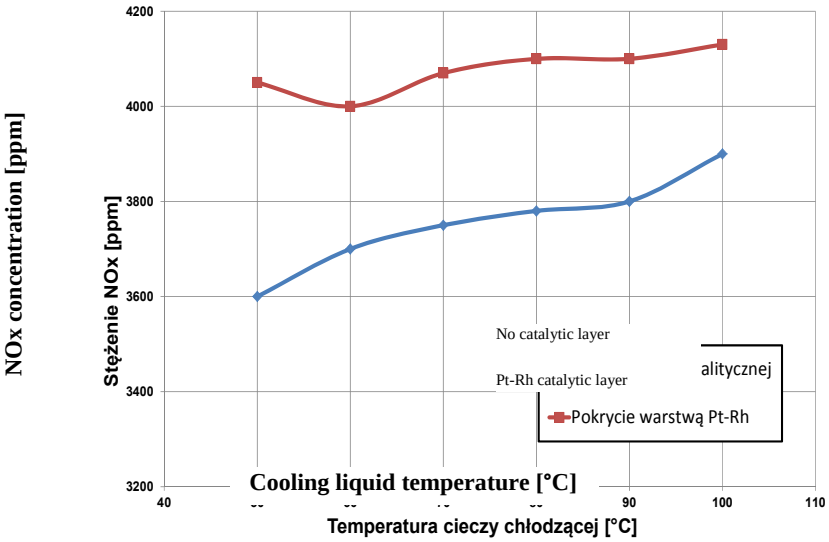


Fig. 6. NO_x emission change as a result of the catalytic surface at different coolant temperature values

The performed measurements revealed a linear relationship between hydrocarbon concentration and the coolant temperature. The use of a catalytic surface reduced the hydrocarbon concentration by about 10%. This indicates that the catalytic oxidation efficiency, resulting from the presence of a catalyst inside the engine, does not depend on the engine temperature. On the other hand, the concentration of nitrogen oxides increased due to the increase of the maximum temperature inside the cylinder, as a result of the catalytic processes. The intensification of the above phenomenon does not depend on the engine temperature.

4. Conclusions

Legislative changes and increasingly stringent emission standards result in the search for new technical solutions for limiting the harmful emissions from internal combustion engines. Apart from the use of advanced exhaust aftertreatment systems, it is necessary to seek solutions to limit the very formation of harmful compounds in the combustion chamber. Based on a performed review of the application of in-cylinder catalyst layers, it has been found that they are a technical solution that can effectively limit the formation of harmful compounds in combustion engines. The life span of a catalytic surface depends on its application technology. Plasma spraying is the most common and most readily available, but in the context of catalytic coating life it does not work as well as ion implantation, indicated as a high potency solution in this aspect.

Literature

[1] Guo H., Murakami H., Kuroda S., Thermal cycling behavior of plasma sprayed segmented thermal barrier coatings. Materials Transactions, 47 (2), 2006,306–309.
[2] Hu Z., Ladommatos N., Reduction of unburnt hydrocarbon emissions from spark ignition engines using in-cylinder catalysts. Proc Instn Meeh Engrs, Part D: Journal of Automobile Engineering, 210, 1996.
[3] Nedunchezchian N., Dhandapani S., Effects of in-cylinder catalytic coating on the performance of a two-stroke spark ignition engine. Indian Journal of Engineering & Materials Sciences, 8, 2001, 1–7.
[4] Neonila Levintant-Zayonts, Rozprawa doktorska: Wpływ implantacji jonowej na własności materiałów z pamięcią kształtu typu niti.
[5] Normand B., Fervel V., Coddet C., Nikitine V., Tribological properties of plasma sprayed alumina–titania coatings: role and control of the microstructure. Surface and Coatings Technology, 123, 2000, 278–287.
[6] www.pnc.pl/natryskiwanie-cieplne/natryskiwanie-plazmowe.html – 3.04.2017

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200), РАБОТАЮЩЕГО НА ЭТАНОЛЕ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Александр Митрофанов[1], **Аркадий Проскурин**[2], **Андрей Познанский**[3]

EFFICIENCY OF EXHAUST GASES THERMOCHEMICAL HEAT UTILIZATION FOR THE ETHANOL 1 CYLINDER 4-STROKE ENGINE 6,8/5,4 (TE 200)

Oleksandr Mytrofanov[1], **Arkadii Proskurin** [2], **Andrii Poznanskyi**[3]

Abstract. The results of the power plant features experimental studies based on reciprocating engine 1 cylinder 4-stroke engine 6,8/5,4 with the thermochemical heat recovery of exhaust gases. According to the materials of experimental research the analysis of the 4-stroke engine 6,8/5,4 with spark ignition and external mixture formation when operating on petrol with additives of syngas. Given the indicator diagram and dependence of effective indicators, when working on a load characteristic with additives of syngas – 2,0…3,3 %.
Keywords: ICE, utilization, exhaust gases, ethanol, synthesis gas, fuel consumption.

1. Введение

В двигателях внутреннего сгорания (ДВС) с принудительным зажиганием значительная часть энергии (соизмеримая с эффективной мощностью двигателя), выделяемая при сгорании топлива, уходит на тепловые потери (отходящие газы, охлаждающую жидкость, масло и т. д.) [1].

Утилизация тепловых потерь ДВС позволяет значительно улучшить эффективные и экологические показатели работы двигателя и энергетической установки в целом. Так, потери тепла с охлаждающей жидкостью вследствие низкого температурного потенциала в основном используются для подогрева или охлаждения других теплоносителей [2]. Тепловая энергия отходящих газов (ОГ) ДВЗ, особенно с принудительным зажиганием, имеет достаточно высокий потенциал (температура ОГ на выходе из двигателя может лежать в диапазоне 400...600 ^{o}C), и поэтому может успешно использоваться в различных схемах утилизации. Такие схемы утилизации тепла ОГ получили распространение для дизельных ДВС в судовой и стационарной энергетике, где используются как для обеспечения теплом потребителей, так и для получения дополнительной работы [3–6]. Утилизация тепла ОГ двигателей с принудительным зажиганием менее распространена в связи со спецификой применяемых двигателей (в основном наземный транспорт), и поэтому представляет большой интерес.

Для двигателей с принудительным зажиганием одним из перспективных способов утилизации теплоты ОГ является термохимическая утилизация (ТХУ). Данный способ утилизации основан на использовании тепла ОГ для осуществления эндотермической реакции химического превращения углеводородного топлива в синтез-газ (основными компонентами являются CO и H_2). В результате реакции конверсии углеводородного топлива теплота сгорания синтез-газа увеличивается на величину утилизированной энергии отходящих газов [7, 8]. Полученный синтез-газ может полностью заменять базовое топливо, или использоваться в качестве добавки к нему [9, 10].

Для реализации данного способа утилизации необходимо выполнение определенных условий: температура ОГ на входе в термохимический реактор должна превышать температуру реакции конверсии топлива, тепловая мощность ОГ должна обеспечить получение необходимого количества синтез-газа для работы ДВС [11, 12]. Степень эффективности утилизации теплоты ОГ обусловлена температурой процесса конверсии, теплотой химической реакции, свойством исходного топлива, составом полученного синтез-газа, тепловой мощностью ОГ ДВС и др.

2. Изложение

Для исследования основных параметров работы двигателя при использовании ТХ тепла ОГ, а также определения эффективности применения данного способа утилизации в лаборатории перспективных энергетических технологий Национального университета кораблестроения имени адм. Макарова (Николаев, Украина) была создана экспериментальная установка на базе четырехтактного двигателя с принудительным зажиганием 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200) и термохимическим реактором утилизации теплоты ОГ. Основные параметры двигателя 1Ч 6,8/5,4 приведены в таблице. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1.

№ п.п.	Параметр	Единица измерения	Значение
1	Количество цилиндров	шт.	1
2	Рабочий объем цилиндров	$см^3$	196
3	Диаметр цилиндра	мм	68
4	Ход поршня	мм	54
5	Степень сжатия	–	8,5
6	Частота вращения коленчатого вала	об/мин	3000
7	Эффективная мощность	кВт	4,8
8	Удельный эффективный расход топлива	кг/(кВт·ч)	0,412

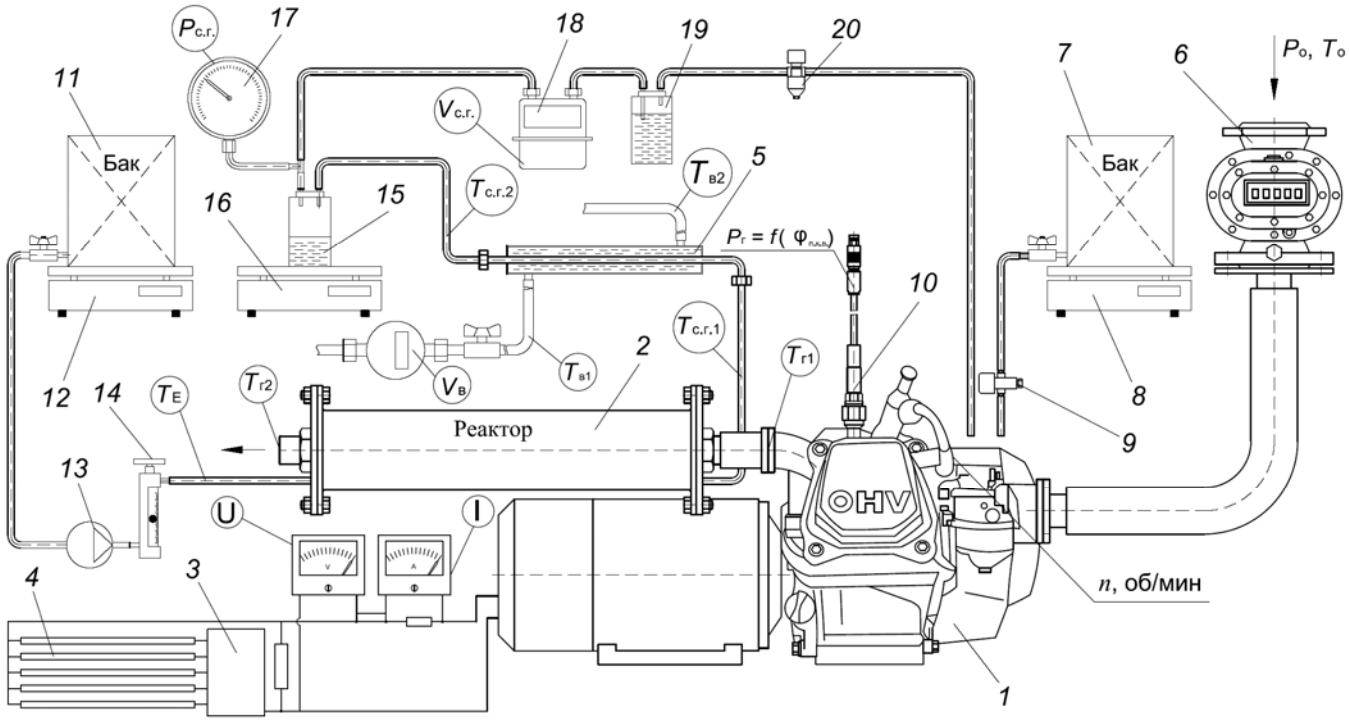


Рис. 1. Экспериментальная установка на базе двигателя с искровым зажиганием 1Ч 6,8/5,4:
1 – двигатель с искровым зажиганием 1Ч 6,8/5,4; *2* – термохимический реактор; *3* – система управления нагрузкой; *4* – блок ТЭНов; *5* – теплообменник типа «труба в трубе»; *6* – газовый счетчик РГ-40; *7*, *11* – бак с этанолом; *8*, *12*, *16* – весы; *9* – электромагнитный клапан; *10* – датчик давления; *13* – насос подачи этанола в реактор; 14 – ротаметр; 15 – реторта сбора конденсата; 17 – манометр; 18 – газовый счетчик; *19* – водяной затвор; *20* – электромагнитный газовый клапан с фильтром

Двигатель 1Ч 6,8/5,4 может работать как на чистом этаноле, так и на газообразной смеси этанола и синтез-газа, полученной в результате ТХУ тепла ОГ. В зависимости от нагрузки двигателя и количества утилизированного тепла ОГ добавка синтез-газа к этанолу различная.

Для измерения переменного давления в цилиндре двигателя использовался датчик давления Kistler 7613C (рис. 2). Для того чтобы получить достоверную индикаторную диаграмму, чувствительный элемент датчика Kistler 7613C был максимально приближен к камере сгорания, при этом степень сжатия осталась практически без изменения.



Рис. 2. Датчик давления Kistler (модель 7613C)

В термохимическом реакторе *2* (см. рис. 1) синтез-газ получался путем термохимической конверсии этанола. Состав синтез-газа определялся химическим анализом с помощью хроматографа NeoCHROM Class B, который проходил предварительную тарировку с помощью образцовых смесей по ТУ-6-16-2956-87. Основными компонентами синтез-газа являются H_2 (43 %), CO (34 %) и CH_4 (23 %). Расчетная удельная теплота сгорания синтез-газа составила 28,79 МДж/кг, а плотность – 0,63 кг/м^3.

На рис. 3 представлены результаты экспериментальных исследований основных параметров работы двигателя 1Ч 6,8/5,4 по нагрузочной характеристике при работе на чистом этаноле и с добавкой синтез-газа 2,0…3,5 % по массе.

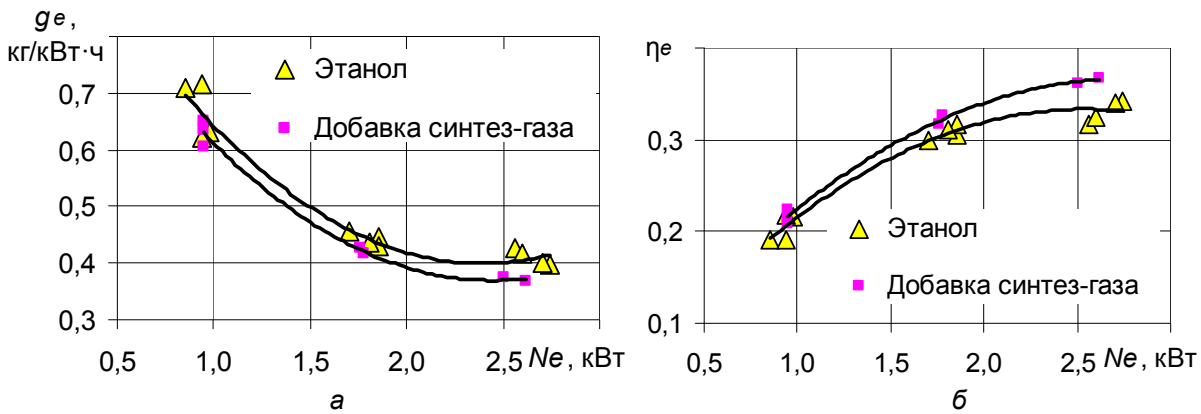


Рис. 3. Основные параметры двигателя при работе по нагрузочной характеристике на чистом этаноле и с добавкой синтез-газа:
а – удельный эффективный расход топлива; *б* – эффективный КПД

В зависимости от добавки синтез-газа снижение удельного эффективного расхода топлива составляет 2,5..12,4 % (см. рис. 3, *а*) при этом также наблюдается и рост эффективного КПД цикла (см. рис. 3, *б*). Снижение эффективного расхода топлива и увеличение эффективного КПД связаны, прежде всего, с увеличением теплоты сгорания, а также улучшением качества сгорания.

На рис. 4 представлен ряд индикаторных диаграммы, снятых при разных добавках синтез-газа по массе к этанолу. При этом коэффициент избытка воздуха составлял α=1,1, а частота вращения коленчатого вала – 3000 об/мин. В результате осуществления цикла

тепловая энергия, которая выделяется при сгорании смеси синтез-газа и этанола, превращается в полезную работу, развиваемую газами в цилиндре двигателя. При этом, значение полезной работы цикла с увеличением добавки синтез-газа растет, что достаточно четко прослеживается с индикаторных диаграмм. Анализ индикаторных диаграмм (рис. 4) также показал, что наличие синтез-газа в топливовоздушной смеси приводит к увеличению максимального давления сгорания до 200 кПа и смещению его в сторону верхней мертвой точки ВМТ до 7^{o} п.к.в. Смещение максимума сгорания в сторону ВМТ и увеличение максимального давления сгорания не приводят к более жесткой работе двигателя, так как не превышают динамических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма.

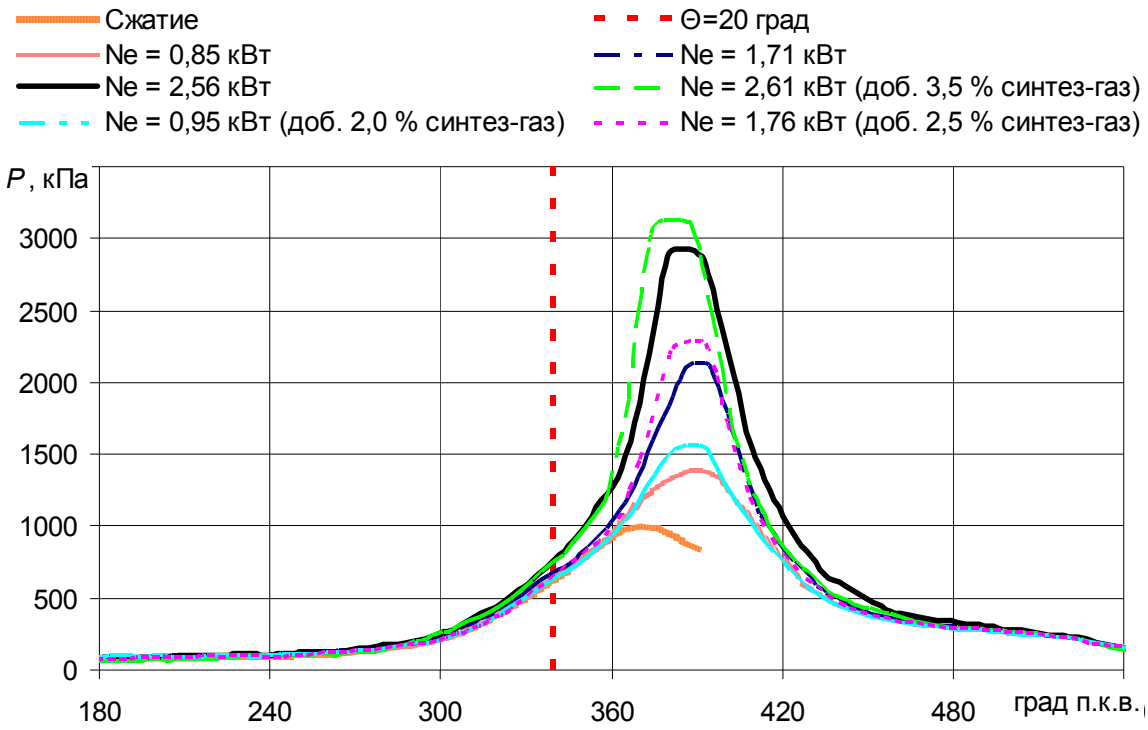


Рис. 4. Сравнение экспериментальных индикаторных диаграмм двигателя 1Ч 6,8/5,4 при работе на чистом этаноле и с добавками синтез-газа

Дальнейшее увеличение добавки синтез-газа к этанолу (более 3,5 %) без корректировки коэффициента избытка воздуха и угла опережения зажигания может негативно сказаться на работе двигателя. Жесткая работа двигателя, сопровождающаяся высокими значениями максимального давления сгорания, не допустима при эксплуатации ДВС, поскольку приводит к увеличению динамической нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, а также разрушению подшипников. Кроме того при добавках синтез-газа позитивное влияние на рабочий цикл оказывает учет степени сжатия, коэффициента наполнения цилиндра, фаз газораспределения, способ смесеобразования.

3. Заключение

1. При использовании добавок синтез-газа к этанолу (2,0...3,5 %) в двигателе наблюдалось стабильное бездетонационное сгорание, с незначительным увеличением максимального давления сгорания при мощности двигателя 2,6 кВт и частоте вращения коленчатого вала 3000 об/мин.
2. При использовании добавок синтез-газа к этанолу в диапазоне 2,0…3,5 % по массе наблюдается увеличение всех эффективных показателей работы двигателя. Так, например, снижение удельного эффективного расхода топлива составляет 2,5..12,4 %.

3. При добавках синтез-газа к этанолу (2,0...3,5 %) продолжительность сгорания уменьшается и увеличивается максимальное давление сгорания на 6,5 %, при этом максимум давления сгорания смещается в сторону ВМТ до 7^{o} п.к.в. При значительных добавках синтез-газа к этанолу (более 3,5 %) снижения жесткости работы двигателя и обеспечения стабильного бездетонационного сгорания можно добиться путем увеличения коэффициента избытка воздуха до 1,1…1,5, а также уменьшения угла опережения зажигания.
4. Увеличение α (более 1,0) при использовании добавок синтез-газа приводит к некоторому снижению температуры ОГ, что, в свою очередь, также положительно влияет на экологические показатели ДВС. Значение температуры отработавших газов при этом находятся в пределах, способных обеспечить прохождение реакции конверсии углеводородов для получения синтез-газа.

Литература:

1. Matievskiy D. D, Logvinenko V. V., Kuzmin A. G. *Perspektivyi ispolzovaniya porshnevyih DVS v kachestve istochnika teplovoy i elektricheskoy energii dlya energosnabzheniya promyishlennyih ob'ektov*. Polzunovskiy vestnik, 2003, no. 1, 2, pp. 4–8.
2. Maslov, V. V. *Utilizatsiya teplotyi sudovyih dizeley*. Moscow, Transport, 1990, 144 p.
3. Kamkin S. V., Voznitskiy I. V., Bolshakov V. F. [i dr.]. *Ekspluatatsiya sudovyih dizelnyih energeticheskih ustanovok*: *Uchebnik dlya vuzov*. Moscow, Transport, 1996, 432 p.
4. Zaharov, G. V. *Tehnicheskaya ekspluatatsiya sudovyih dizelnyih ustanovok*. Moscow, TransLit, 2009, 256 p.
5. Voznitskiy, I. V. *Sovremennyie malooborotnyie dvuhtaktnyie dvigateli*. Moscow, Morkniga, 2009, 256 p.
6. Rudnev, V. V. *Povyishenie ekonomicheskih i ekologicheskih pokazateley dizel-generatornyih ustanovok utilizatsiey teplotyi otrabotavshih gazov v dvigatele s vnutrennim ob'emnyim smeseobrazovaniem : dis. ... kand. tehn. nauk : 05.04.02*. Chelyabinsk, 2007, 123 p.
7. Hripach N. A., Kamenev V. F., Fomin V. M. [i dr.]. *Termodinamicheskiy analiz rabochego tsikla dvigatelya s termohimicheskim generirovaniem vodorodnogo topliva*. Alternativnaya energetika i ekologiya, 2006, no 4 (36), pp. 45–50.
8. Timoshevskiy B. G., Tkach M. R., Proskurin A. Yu. *Effektivnost termohimicheskoy konversii uglevodorodnyih topliv primenyaemyih v DVS*. Visnik NUK, 2011, no. 3, pp. 36–42.
9. Nosach, V. G., Shrayber A. A. *Povyishenie effektivnosti ispolzovaniya prirodnogo gaza v teploenergetike s pomoschyu termohimicheskoy regeneratsii*. Promyishlennaya teplotehnika, 2009, V. 31, no. 3. – pp. 42–50.
10. Kirillov V. A., Kuzin N. A., Kireenkov V. V. [i dr.] *Primenenie sintez-gaza v kachestve dobavki k osnovnomu toplivu v transportnyih sredstvah: sostoyanie i perspektivyi*. Teoreticheskie osnovyi himicheskoy tehnologii, 2011, no. 2 (45), pp.139–154.
11. Timoshevskiy B. G., Tkach M. R., Mitrofanov O. S., Poznanskiy A. S., Proskurin A. Yu. *Eksperimentalne doslidzhennya parametriv porshnevogo DVZ iz sistemoyu termohimichnoyi konversiyi bioetanolu*. Dvigateli vnutrennego sgoraniya : Vseukrainskiy nauchno-tehnicheskiy zhurnal, 2011, no. 2, pp. 3–8.
12. Tkach M. R., Timoshevskiy B. G., Mitrofanov A. S., Poznanskiy A. S., Proskurin A. Yu. *Harakteristiki eksperimentalnoy sistemyi konversii bioetanola DVS 2Ch 7,2/6*. Dvigateli vnutrennego sgoraniya : Vseukrainskiy nauchno-tehnicheskiy zhurnal, 2013, no. 1, pp. 28–32.

За контакти: 1. Митрофанов Александр Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: m.aleksandr.s@mail.ru.
2. Проскурин Аркадий Юрьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua.
3. Познанский Андрей Станиславович – преподаватель кафедры инженерной механики и технологии машиностроения Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andreypoznansky@gmail.com.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6 ПУТЁМ ДОБАВКИ СИНТЕЗ-ГАЗА

Андрей Познанский[1], **Александр Митрофанов**[2], **Аркадий Проскурин**[3]

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE 2 CYLINDER 4-STROKE ENGINE 7,2/6 WITH ADDITIVES SYNTHESIS GAS

Andrii Poznanskyi[1], **Oleksandr Mytrofanov**[2], **Arkadii Proskurin** [3]

Abstract. In this article, based on a study analyzes the operation of the 2 cylinder 4-stroke engine 7,2/6 with spark ignition and external mixture formation on gasoline with additives of synthesis gas. Given the indicator diagram when the engine working on a load characteristic with additives of synthesis gas – 25…65%. It has been established that with the amount of synthesis gas added to gasoline in the range 25...65% - the relative heat release rate grow up 7...16%. The feasibility of using synthesis gas additives to gasoline has been economically confirmed. Hourly savings when operating a gasoline engine with synthesis gas additives (25 ... 65%) is 24 ... 48% of the cost of gasoline.

Keywords: synthesis gas, bioethanol, gasoline, the indicator diagram, the internal combustion engine, additives synthesis gas.

1. Введение

В последнее время наиболее перспективным направлением в развитии и производстве малотоксичных и высокоэффективных рабочих процессов энергетических установок с ДВС является формирование рабочих процессов с использованием альтернативных видов топлива, при сгорании которых минимизируются выбросы токсичных продуктов. Применение альтернативных топлив позволяет экономить ресурсы традиционного топлива и повышать эффективность двигателей в целом [1, 2].

Одним из перспективных видов альтернативных топлив для ДВС, полученных из возобновляемых источников сырья, является синтез-газ [3]. Преимущественно основными компонентами синтез-газа являются водород (H_2) и монооксид углерода (CO), однако в зависимости от исходного сырья и способов получения, в состав также могут входить – метан (CH_4), этилен (C_2H_4), этан (C_2H_6) и др. компоненты. Благодаря наличию в составе синтез-газа водорода значительно улучшаются экологические показатели работы двигателя [4]. При применении термохимической утилизации тепла отходящих газов двигателя для получения синтез-газа возможно значительно повысить экономичность и эффективность двигателя в целом [5]. Однако есть и существенный недостаток, который сдерживает широкое использование синтез-газа в качестве самостоятельного топлива в ДВС. Это пониженная удельная теплота сгорания синтез-газа по сравнению с традиционными топливами (25–30 МДж/кг), что приводит к снижению мощности двигателя. Одним из возможных решений проблемы, связанной с потерей мощности, при работе ДВС на синтез-газе является использование синтез-газа в качестве добавки к основному топливу – бензину.

Процесс смесеобразования и сгорания бензина с добавками синтез-газа в цилиндре двигателя не достаточно изучен и требует теоретического и экспериментального исследования для определения рациональных параметров рабочего цикла ДВС.

2. Изложение

Одним из методов исследования рабочего процесса ДВС является физическое моделирование, которое позволяет получить достаточно точные результаты. Исследования рабочего процесса были проведены на экспериментальной установке с двигателем 2Ч 7,2/6 (рис. 1). Основные параметры бензинового двигателя 2Ч 7,2/6 с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием, работающего на трехфазный генератор переменного тока, представлены в таблице.

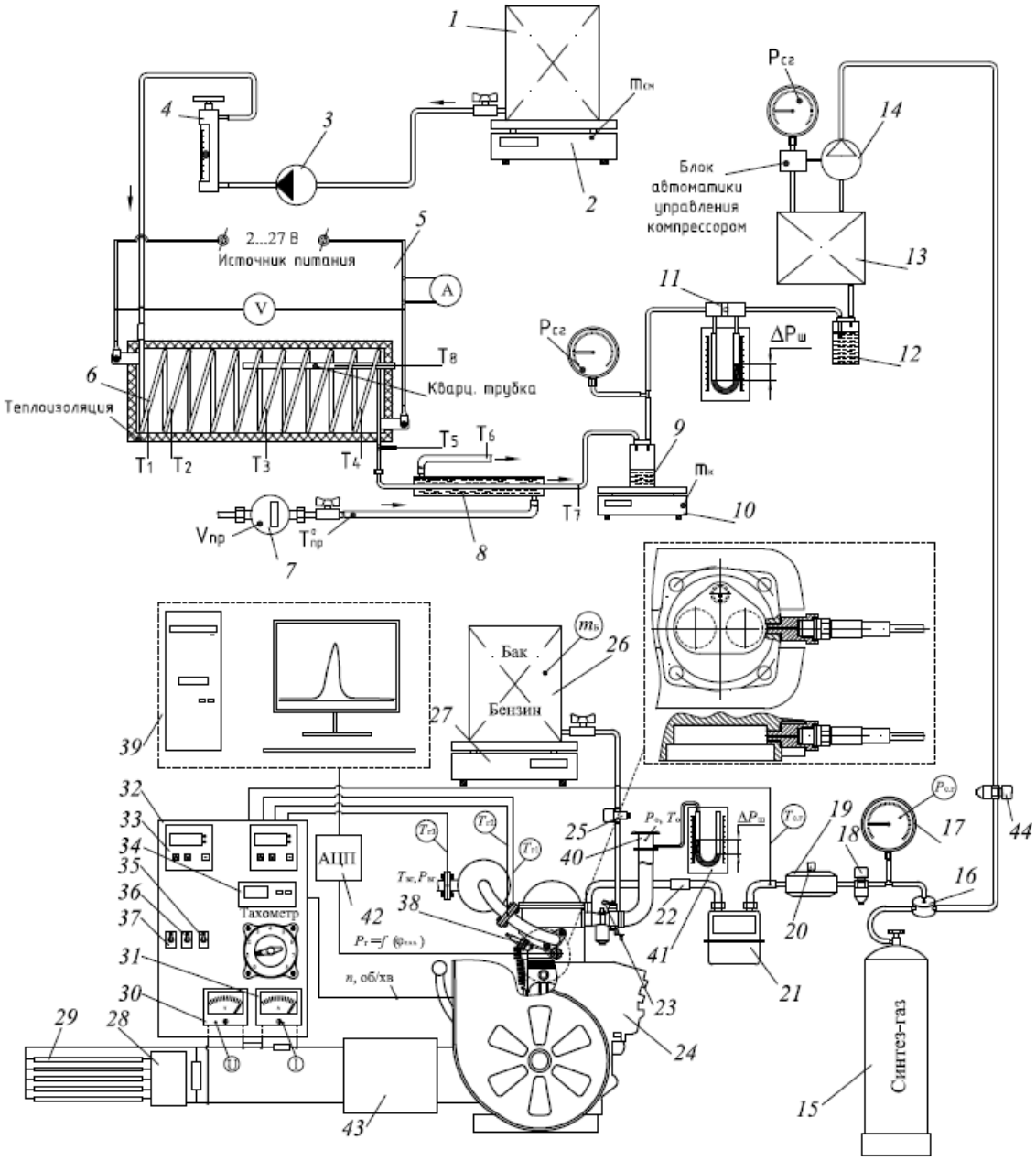


Рис. 1. Экспериментальная установка на базе двигателя с искровым зажиганием 2Ч 7,2/6:

1 – бак с этанолом; 2, 10, 27 – весы; 3 – насос подачи этанола в реактор; 4 – ротаметр; 5 – источник питания; 6 – термохимический реактор прямого пропускания тока; 7 – насос подачи охлаждающей воды; 8 – теплообменник типа «труба в трубе»; 9 – реторта сбора конденсата;11 – расходомерная шайба; 12 – водяной затвор; 13 – ресивер; 14 – компрессор; 15 – баллон с синтез–газом; 16 – общий ресивер; 17 – манометр; 18, 44 – электромагнитный газовый клапан с фильтром; 19 – редуктор низкого давления; 20 – электромагнитный клапан; 21 – газовый счетчик; 22 – регулятор качества смесеобразования; 23 – дроссельная заслонка; 24 – двигатель с искровым зажиганием 2Ч 7,2 / 6; 25 – электромагнитный бензиновый клапан; 26 – бак с топливом; 28 – система управления нагрузкой; 29 – блок ТЭНов; 30 – вольтметр; 31 – амперметр; 32 – панель приборов; 33 – прибор 2ТРМ1; 34 – тахометр; 35 – тумблер включения бензинового электромагнитного клапана; 36 – тумблер включения электромагнитного газового клапана; 37 – тумблер включения электромагнитного газового пускового клапана; 38 – датчик давления; 39 – ПК; 40 – расходомерная шайба; 41 – U-образный манометр; 42 – аналого-цифровой преобразователь; 43 – генератор переменного тока

№ п.п.	Параметр	Единица измерения	Значение
1	Количество цилиндров	шт.	2
2	Рабочий объем цилиндров	$см^3$	490
3	Диаметр цилиндра	мм	72
4	Ход поршня	мм	60
5	Степень сжатия	–	6
6	Частота вращения коленчатого вала	об/мин	3000
7	Эффективная мощность	кВт	5,88
8	Удельный эффективный расход топлива	кг/(кВт·ч)	0,435

Используемый для работы двигателя синтез-газ получен на подсистеме установки путем термохимического преобразования биоэтанола. Основными компонентами синтез-газа являются H_2 (43%), CO (34%) и CH_4 (23%). Расчетная удельная теплота сгорания синтез-газа – 28,79 МДж/кг, плотность – 0,63 кг/$м^3$.

Экспериментальные данные получены при добавках синтез-газа к бензину в диапазоне 25…65% по массе. На рис. 2 представлен ряд индикаторных диаграмм, снятых при разных добавках синтез-газа к бензину по массе. При этом коэффициент избытка воздуха α лежал в пределах 1,1…1,22, а частота вращения коленчатого вала – 3000 об/мин.

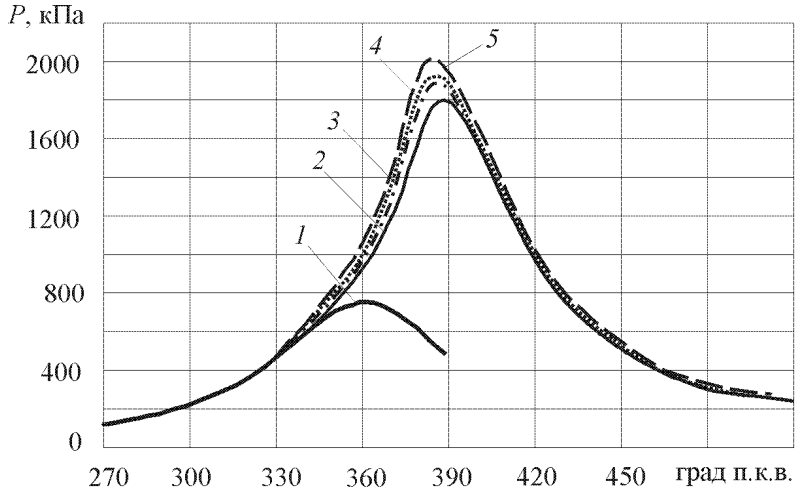


Рис. 2. Индикаторная диаграмма двигателя 2Ч 7,2/6 при разных добавках синтез-газа к бензину:
1 – линия сжатия без сгорания; 2 – бензин;
3, 4, 5 – добавка синтез-газа 25%, 32% и 65 % соответственно

На основе анализа и обработки экспериментальных индикаторных диаграмм получены характеристики тепловыделение для двигателя 2Ч 7,2/6 при использовании массовой добавки синтез-газа к бензину в диапазоне 25...65%. Относительная скорость тепловыделения при этом на 7...16% выше по сравнению с работой двигателя на бензине, причем рост величины добавки синтез-газа приводит к росту относительной скорости тепловыделения (рис. 3).

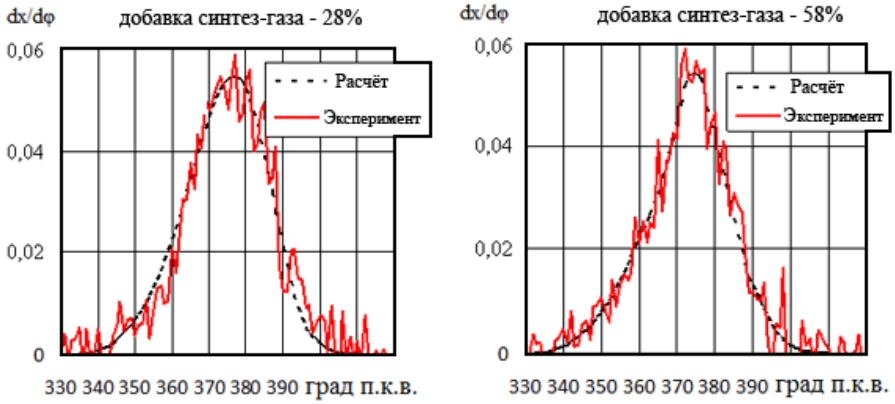


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные характеристики тепловыделения при работе двигателя 2Ч 7,2 / 6 на бензине с добавками синтез-газа

На рис.4 представлено изменение скорости нарастания давления dp/dφ в зависимости от добавок синтез-газа. При величине добавки синтез-газа к бензину в диапазоне 25...65% по массе, скорость нарастания давления возрастает на 15…31% по сравнению с работой двигателя на бензине, причем увеличение добавки синтез-газа приводит к росту скорости нарастания давления.

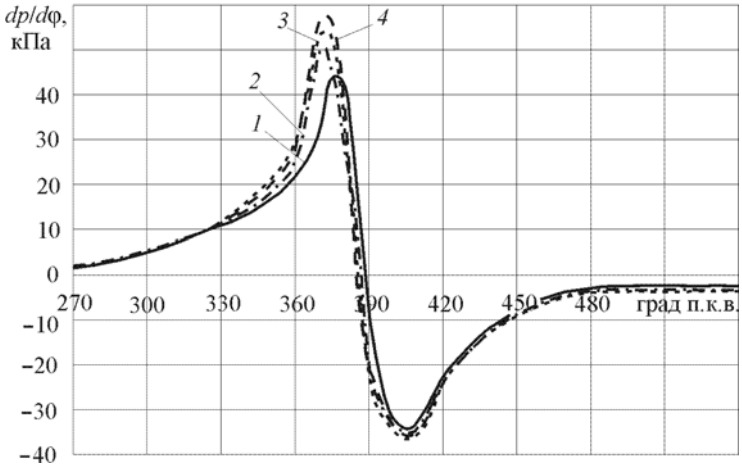


Рис. 4. Изменение скорости нарастания давления в зависимости от разных добавок синтез-газа:
1 – бензин; 2, 3, 4 – добавка синтез-газа 25, 32, 65 % соответственно

При определении экономического эффекта от использования в двигателе 2Ч 7,2/6 альтернативного топлива сравнивалась себестоимость бензинового и альтернативного топлива. Соотношение цены бензина и этанола в мире приведены на рис. 5 [6]

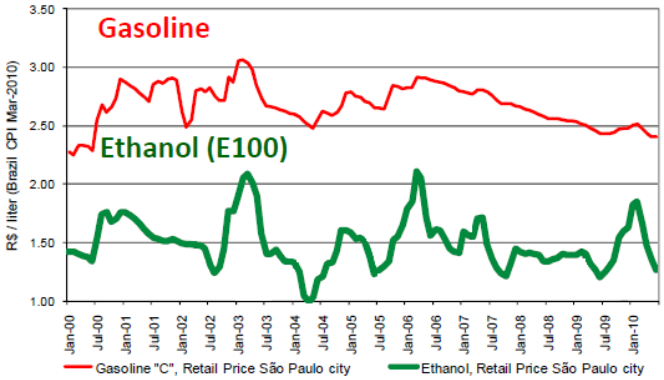


Рис. 5. Соотношение цены бензина и этанола в мире

Согласно данным, стоимость бензина составляет – 2,5 бразильских реалов/л, этанола – 1,5 бразильских реалов/л. Конвертировав бразильской реал в украинскую гривну, получим стоимость бензина – 21,24 грн./л, этанола – 12,74 грн./л. При 100% конверсии этанола, соотношение этанол/синтез-газ – 1:1. То есть себестоимость 1 кг синтез-газа – 10,05 грн. Выполнив расчёты по стоимости и потреблению альтернативного топлива, получаем экономию при эксплуатации двигателя 2Ч 7,2/6 на бензине с добавками синтез-газа (25...65%) – 24...48% от стоимости бензина.

3. Заключение

1. При использовании добавок синтез-газа к бензину в диапазоне 25…65% по массе наблюдается увеличение относительной скорости тепловыделения на 7...16% по сравнению с работой двигателя на бензине, причем рост величины добавки синтез-газа приводит к росту относительной скорости тепловыделения.
2. В диапазоне добавки синтез-газа к бензину 25...65% по массе, скорость нарастания давления возрастает на 15…31% по сравнению с работой двигателя на бензине, причем увеличение добавки синтез-газа приводит к росту скорости нарастания давления.
3. Экономически подтверждена целесообразность использования добавок синтез-газа к бензину для двигателя 2Ч 7,2/6. Часовая экономия при эксплуатации двигателя на бензине с добавками синтез-газа (25...65%) составляет 24...48% от стоимости бензина.

Литература:

1. Danilov A. M. Alternativnyie topliva: dostoinstva i nedostatki. Problemyi primeneniya / A. M. Danilov, E. F. Kaminskiy, V. A. Havkin // Rossiyskiy himicheskiy zhurnal. – 2003. – T. 47, # 6. – S. 4–11.
2. Vnukova V. N. Alternativne palivo yak osnova resursozberezhennya I ekobezpeki avtotransportu / V. N. Vnukova, M. V. Barun // Energosberezhenie. Energetika. Energoaudit. – 2011. – # 9 (91). – S. 45–55.
3. Shkalova, V. P. Primenenie netraditsionnyih topliv v dizelyah [Tekst] / V. P. Shkalova. – M. : NIAD, 1986. – 85 s.
4. Hripach, N.A. Termodinamicheskiy analiz rabochego tsikla dvigatelya s termohimicheskim generirovaniem vodorodnogo topliva [Tekst] / N.A. Hripach, V.F. Kamenev, V.M. Fomin [i dr.] // Alternativnaya energetika i ekologiya. – 2006. – #4 (36) – S. 45–50.
5. Nosach, V. G. Povyishenie effektivnosti ispolzovaniya prirodnogo gaza v teploenergetike s pomoschyu termohimicheskoy regeneratsii [Tekst] / V. G. Nosach, A. A. Shrayber // Promyishlennaya teplotehnika. – 2009. – T.31, #3 – S. 42–50.
6. Consumer Choice Between Gasoline and Sugarcane Ethanol [elektronniy resurs] // Alberto Salvo, Northwestern University January 2011, Transportation Center. – Rezhim dostupu: http://www.transportation.northwestern.edu/docs/2011/2011.01.20.Salvo_Presentation.pdf. – Data dostupa 15.03.2017. – Nazva z ekranu.

За контакти: 1. Познанский Андрей Станиславович – преподаватель кафедры инженерной механики и технологии машиностроения Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andreypoznansky@gmail.com.
2. Митрофанов Александр Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: m.aleksandr.s@mail.ru.
3. Проскурин Аркадий Юрьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭТАНОЛА В СИНТЕЗ-ГАЗ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКЕ С ДВИГАТЕЛЕМ 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200)

Аркадий Проскурин[1], Александр Митрофанов[2], Андрей Познанский[3]

PROCESS CHARACTERISTICS OF ETHANOL TRANSFORMATION IN SYNTHESIS-GAS IN POWER PLANT WITH THE ENGINE 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200)

Arkadii Proskurin[1], Oleksandr Mytrofanov[2], Andrii Poznanskyi[3]

Abstract. The experimental studies results of transformation ethanol to synthesis-gas process characteristics in the power plant with 1 cylinder 4-stroke engine 6,8/5,4. The maximum achieved degree of ethanol conversion was 100% at a reaction temperature of 695 °C. When the conversion was 100%, the ethanol consumption was 1, i.e. all liquid ethanol that entered the reactor was completely converted to synthesis gas
Keywords: ethanol, reactor, utilization, synthesis gas, exhaust gases/

1. Введение

На текущий момент около 80 % общего потребления нефтяных топлив идет на нужды транспортных средств самого разного назначения. Кроме того, транспорт дает 40 % общих вредных выбросов в атмосферу. Предполагаемое сокращение запасов нефтяных энергоносителей, стремление к энергобезопасности государств-импортеров топливных ресурсов заставляет уделять пристальное внимание энерго- и ресурсосбережению и находиться в постоянном поиске новых видов топлив [1].

Использование топливного этилового спирта (этанола) является огромным потенциалом снижения потребления светлых нефтепродуктов, защиты окружающей среды, подъёма сельскохозяйственного производства и создания рабочих мест. Наряду с преимуществами (высокая антидетонационная стойкость, широкая сырьевая база, высокая экологическая эффективность) этанол обладает рядом недостатков, в основном связанных с различием в физико-химических свойствах (сокращение ресурса двигателя и элементов энергетической системы, связанные с коррозией, ухудшением условий смазки узлов трения, существенным обводнением топлива), которые сдерживают его широкое распространение в энергетических установках на базе поршневых ДВС [2].

Одним из перспективных способов применения этанола в поршневых ДВС, который может устранить большинство недостатков, является использование этанола в виде синтез-газа полученного термохимической утилизацией теплоты отходящих газов. ТХУ представляет собой совокупность процессов, направленных на использования тепловой энергии ОГ для осуществление эндотермической реакции химического превращения (конверсии) исходного топлива в смесь горючих газов (CO, H_2, CH_4 и др. – синтез-газ). В результате конверсии химическая энергия полученного синтез-газа превышает энергию исходного топлива на величину утилизированной энергии ОГ, которая таким образом повторно участвует в организации рабочего цикла [3,4].

2. Изложение

Первичная оценка эффективности термохимического преобразования топлива устанавливается путем сравнения теплоты сгорания исходного топлива и полученного из него синтез-газа.

При получения синтез-газа из этанола различными способами конверсии (табл. 1) показано (рис. 1) – несмотря на то, что удельная массовая нижняя теплота сгорания полученного синтез-газа ниже чем у этанола, суммарная теплота сгорания синтез-газа полученного при конверсии 1 кг этанола, выше чем суммарная теплота сгорания исходного 1 кг этанола. Увеличение теплоты сгорания синтез-газа относительно исходного этанола объясняется тем, что в систему было внесено дополнительное

количество энергии в виде теплоты реакции конверсии за счет утилизации ОГ, что не противоречит положениям термодинамики.

Таблица 1. Основные типы реакций превращения этанола в синтез-газ

Реакция превращения этанола (**Э**) в синтез-газ	Тип реакции (мольное соотношение компонентов)	$\Delta H_{x.p}$, кДж/моль
$C_2H_5OH + H_2O =$ **$2CO + 4H_2$**	Паровая конверсия (1:1) - **ПК1**	+ 256
$C_2H_5OH + 3H_2O =$ **$2CO_2 + 6H_2$**	Паровая конверсия (1:3) – **ПК2**	+ 173
$C_2H_5OH + CO_2 =$ **$3CO + 3H_2$**	Углекислотная конверсия (1:1) - **УК**	+ 297
$C_2H_5OH =$ **$CO + CH_4 + H_2$**	Разложение - **Р**	+ 50

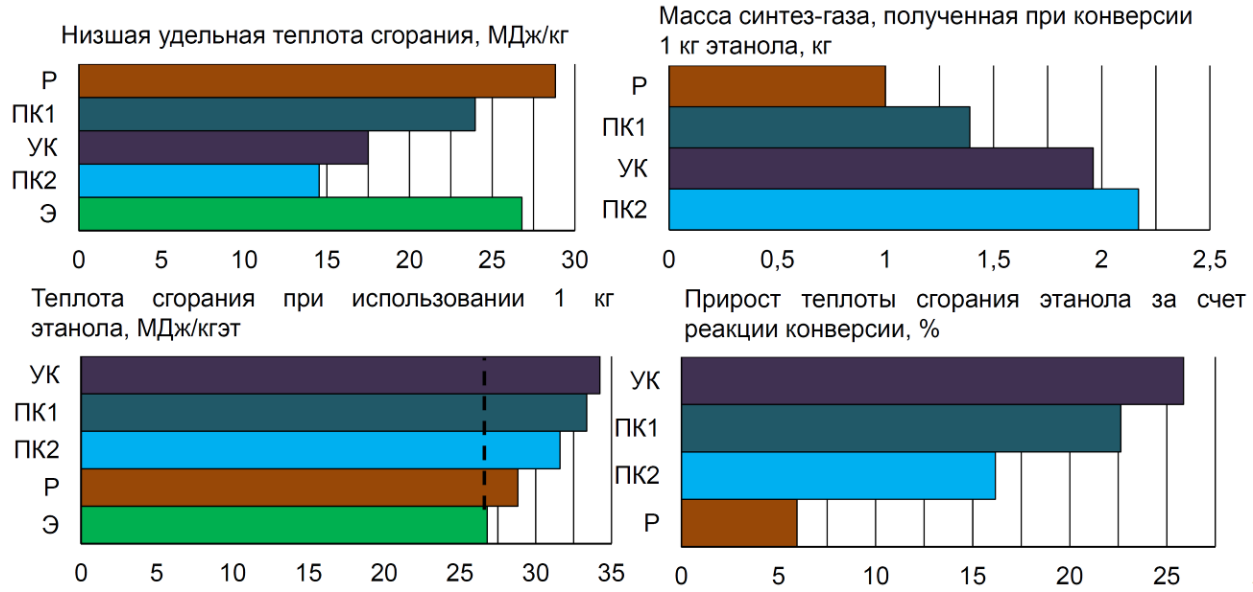


Рис. 1. Оценка эффективности термохимического преобразования этанола

В зависимости от типа реакции конверсии и наличия дополнительных реагентов, теплота сгорания 1 кг этанола, может быть увеличена в диапазоне 6…25%, т.е. при осуществлении реакции конверсии для получения синтез-газа возможно снижения расхода исходного этанола при получении тепловой энергии [5].

Данная технология позволит повысить экономичность установок работающих на этаноле, а также позволит использовать топливный этанол в ДВС, где его применение в жидком виде трудно осуществить (судовые и стационарные ДВС).

Основными параметрами процесса преобразования этанола в синтез-газ являются:

– степень конверсии ξ, т.е. доля этанола, которая преобразовалась в синтез-газ по реакции

$$\xi = \frac{q^{э}_{вх} - q^{э}_{вых}}{q^{э}_{вх}},$$

где $q^{э}_{вх}$ и $q^{э}_{вых}$ – количество исходного топлива до и после реакции;

– расход этанола на конверсию $\delta g^{э}$, т.е. масса этанола, которая необходима для получения 1 кг синтез-газа

$$\delta g^{э} = \frac{g^{э}}{g^{с-г}},$$

где $g^{э}$ и $g^{с-г}$ – расход этанола и синтез-газа по реакции;

– теплота химической реакции $Q_{x.p.}$ – количество энергии, которое необходимо для преодоления реакции конверсии 1 кг этанола.

Одними из главных характеристик, которые будет определять и ограничивать эффективность термохимического преобразования этанола в синтез-газ являются:

– зависимость степени конверсии ξ от температуры реакции T_p;

– зависимость расхода топлива $\delta g^э$ от степени конверсии ξ;

– зависимость теплоты химической реакции $Q_{x.p.}$ от степени конверсии ξ.

Зависимости являются индивидуальными для различных топлив, способов конверсии, типов утилизационных устройств (термохимических реакторов) и определяются экспериментальным путем.

Для определения основных характеристик процесса преобразования этанола в синтез-газ за счет утилизации теплоты отходящих газов исследовательским коллективом лаборатории перспективных энергетических технологий НУК имени адмирала Макарова (Украина, г. Николаев) была использована экспериментальная установка на базе четырехтактного двигателя с принудительным зажиганием 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200) (рис. 2).



Рис. 2. Экспериментальная установка на базе четырехтактного двигателя с принудительным зажиганием 1Ч 6,8/5,4 с системой термохимической утилизации теплоты отходящих газов

Система термохимической утилизации теплоты отходящих газов состоит из: подсистемы подачи этанола в термохимический реактор, энергетической подсистемы, в которой происходит эндотермическая реакция термохимического превращения этанола, подсистемы охлаждения и конденсации продуктов конверсии, подсистемы подачи синтез-газа в двигатель и подсистемы измерений, которая позволяет измерять расходы, давления, плотности и температуры всех теплоносителей.

В качестве утилизирующего устройства используется термохимический реактор идеального вытеснения (рис. 3), представляющий собой теплообменник типа «труба в трубе», этанол находиться внутри медной трубки (общая длина – 4,5 м, внутренний диаметр – 4 мм, наружный диаметр – 6 мм), которая омывается через специальные каналы отходящими газами двигателя.



Рис. 3. Термохимический реактор

Перед началом основных исследований были проведены испытания по определению средних тепловых потерь термохимического реактора в зависимости от средней температуре его стенки.

Экспериментальные исследования проводились при температуре окружающей среды 298 К и атмосферном давлении 101 кПа. В качестве сырья использовался этанол марки А по ГОСТу 17299-78. На рис. 4 показаны результаты экспериментальных исследований изменения степени конверсии этанола в зависимости от температуры реакции (температуры синтез-газа на выходе из реактора).

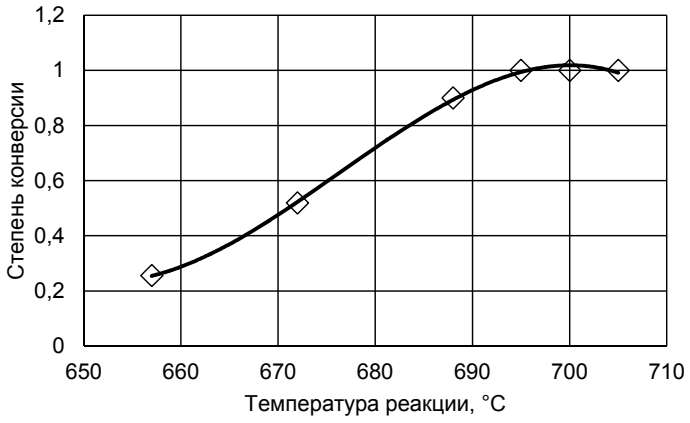


Рис. 4. Зависимость степени конверсии этанола от температуры реакции

Максимальная степень конверсии этанола, которая составляет 100 %, была достигнута при температуре 695 ^{o}C.

На рис. 5 показаны результаты экспериментальных исследований изменения удельного расхода этанола и удельной теплоты химической реакции в зависимости от степени конверсии.

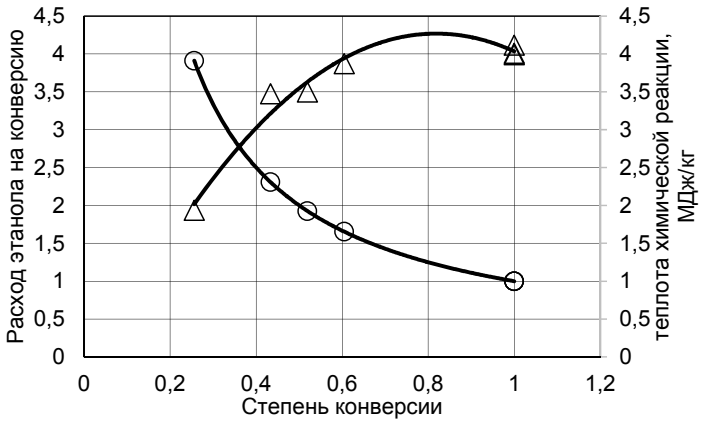


Рис. 5. Зависимость расхода топлива (О) теплоты химической реакции (Δ) от степени конверсии

Согласно результатам, при достижении 100 % конверсии для получения 1 кг синтез-газа расходуется 1 кг этанола, т.е. весь жидкий этанол, который поступил в реактор полностью преобразовался в горючее газообразное топливо, при этом теплота химической реакции составила около 4 МДж.

3. Заключение

На базе экспериментальных данных, которые получены на установке с четырехтактным двигателем 1Ч 6,8/5,4 (ТЕ 200) и системой термохимической утилизации теплоты отходящих газов были определены основные характеристики процесса преобразования этанола в синтез-газ. Максимальная достигнутая степень конверсии этанола составила 100 % при температуре реакции 695 °С. При достижении 100 % конверсии расход этанола составил 1, т.е. весь жидкий этанол, который поступил в реактор полностью преобразовался в синтез-газ, при этом удельная теплота химической реакции составила 4 МДж/кг.

Литература:

1. Vnukova V. N., Barun V. N (2011). Alternativne palivo yak osnova resursozberezhennya I ekobezpeki avtotransportu // Energosberezhenie. Energetika. Energoaudit. – 2011. – # 9 (91). – pp. 45–55.
2. Karpov S. A., Kapustin V. M., Starkov A. K. (2007). Avtomobilnyie topliva s bioetanolom – M. : KolosS, 2007. – 216 s.
3. V. A. Kirillov, A. B. Shigarov, N. A. Kuzin (2011). Termohimicheskoe preobrazovanie topliv v vodorodsoderzhaschiy gaz za schet rekuperirovannogo tepla dvigateley vnutrennego sgoraniya // Teoreticheskie osnovyi himicheskoy tehnologii. – 2013. – # 5 (47). – S. 503–517.
4. A. A. Ipatov, V. F. Kamenev, N. A. Hripach (2013). Razrabotka i issledovaniya transportnyih sredstv s razlichnyimi tipami vodorodnyih i kombinirovannyih energoustanovok // Zhurnal avtomobilnyih inzhenerov. – # 5 (46). – S. 18–25.
5. Timoshevskiy B. G., Tkach M. R., Proskurin A. Yu. (2011). *Effektivnost termohimicheskoy konversii uglevodorodnyih topliv primenyaemyih v DVS*. Visnik NUK, 2011, no. 3, pp. 36–42.

За контакти: 1. Митрофанов Александр Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: m.aleksandr.s@mail.ru.
2. Проскурин Аркадий Юрьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua.
3. Познанский Андрей Станиславович – преподаватель кафедры инженерной механики и технологии машиностроения Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andreypoznansky@gmail.com.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ ПОЛУЧЕННЫХ В ХОДЕ СИНТЕЗА ПОЛИМЕРОВ.

Игорь Швец[1], Виктория Нестеренко[2]

MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINING THE PHYSICO-CHEMICAL PROPERTIES OF ALTERNATIVE FUELS OBTAINED IN THE SYNTHESIS OF POLYMERS.

Igor Shvets[1], Viktoria Nesterenko[2]

Abstract. The mathematical model (MM) of the thermophysical properties of individual hydrocarbons (IU) and their mixtures in any ratio, as well as synthetic liquid fuel (SGF), is presented in the article. The results of experiments on the determination of thermophysical properties of IU and their mixtures, which were compared with the results of calculating the mathematical model, are presented.
Keywords: mathematical model, synthetic liquid fuels.

1. Введение.

Согласно последних тенденций в сфере добычи полезных ископаемых, наблюдается постепенное безвозвратное истощение земных запасов нефти, результатом чего являются скачки колебаний ее стоимости на рынке углеводородного сырья, и как следствие развитие направления производства топлив из сырья альтернативного (не нефтяного) происхождения. Данное направление получает сегодня все большее распространение во всем мире [1], так как за счет использования новейших технологий переработки указанного сырья, происходит постепенное уменьшения скважной добычи нефти и её ректификационной переработки.

Что же из себя представляет это сырье альтернативного происхождения и где его брать ?

Большое количество твердых бытовых отходов (ТБО), хранящихся на полигоне под открытым небом и содержащих пластик на базе полистирола, поливинилхлорида, полифенила, полиэтилентерефталата, полипропилена и других твердых компонентов, содержащих полимеры, являются настоящей экологической бедой, как для крупных мегаполисов, так и для маленьких поселков. Так до полного разложения пластиковая бутылка пролежит в почве не менее 200 лет, а полиэтиленовый пакет не менее 90. Вследствие этого можно ожидать большого накопления пластика на свалках вблизи крупных и малых городов и поселков в ближайшие 10, 20 или 50 лет, по мере их заполнения мусором.

Переработка пластиковых отходов это важная составляющая экологической безопасности страны. Хранение на полигонах требует специального места и главное времени, так как для полного распада отходов с содержанием полимеров может потребоваться в среднем от 100 до 200 лет, а для некоторых видов пластика и до 500. Под полигон ТБО выделяется ограниченная площадь, но с учетом возможности потенциального расширения, что есть не желательно с точки зрения увеличения площади земли пораженной процессами разложения отходов. Место хранения бытовых отходов (т.е. полигон), в том числе и пластика, после истечения срока его эксплуатации, не пригоден для дальнейшей эксплуатации в качестве пахотной земли и должен пройти все стадии процесса рекультивации после определенного времени и процедур, направленных на его восстановление.

В связи с этим возникает необходимость сбора пластика в местах общего сбора мусора, на полигонах ТБО и др., с последующей его утилизацией для получения вторичного сырья. Дальнейшая переработка пластика, основанная на синтезе полимеров, дает возможность для получения жидких топлив альтернативного

происхождения. Это в свою очередь позволит не только решит проблемы экологии, но и создать альтернативу монополии топлив нефтяного происхождения. Поэтому поиск передовой технологии получения топлив из сырья альтернативного происхождения с возможностью применения их на транспортных установках, на сегодня остается актуальной задачей.

Так, например, активно ведут разработки в области технологий получения топлив из сырья на основе отходов с содержанием полимеров такие передовые страны как Китай, США, страны ЕС, Япония, Индия, и другие.

Технологии переработки отходов во вторичное сырье постоянно совершенствуются, а номенклатура получаемых на выходе полуфабрикатов и их массовый расход постоянно увеличивается.

Отходы пластика есть не что иное, как ценное сырье для изделий из пластмассы, и различных синтетических материалов. Вследствие этого постоянно ищутся новые и совершенствуются существующие методы и способы переработки отходов пластика, для того чтобы обеспечить не только экономическую выгоду, но и улучшить экологическую безопасность для окружающей среды. При этом сам процесс переработки пластика необходим для того чтобы:

- существенно уменьшить объемы использованного пластика, а также обеспечить сокращение объемов отходов на полигоне ТБО;
- реализовать комплекс мер направленных на их его обезвреживание;
- разработать новые и улучшить существующие технологии, направленные на получение топлив из вторсырья;
- получить сырье позволяющее реализовать процессы его дальнейшей переработки;

Среди известных на сегодняшний день способов переработки получили распространение следующие способы переработки пластмассовых отходов:

1) механический рециклинг основанный на измельчении отходов пластмасс с целью дальнейшего их вторичного использования.

2) гидролиз, основанный на расщеплении полимеров водными растворами кислот при действии высоких температур;

3) гликолиз основанный на процессе гидролиза, но где для деполимеризации отходов используются гликоли.

4) метанолиз, в основу которого положен процесс глубокой полимеризации (расщепления) пластмасс с помощью метанола;

5) пиролиз или термическая деструкция, который представляет собой процесс сопровождающийся контролем термического разложения исходного сырья.

Результатом перечисленных способов переработки пластика есть сырье в виде мелких гранул, или бесформенной пластичной субстанции, а также жидкости в газовой фазе.

Переработка пластиковых отходов сопряжена с определенными трудностями, среди которых необходимость учета неоднородного сложного химического состава вторичного сырья, и как следствие этого, необходимость применять разные методы физико-химического воздействия на конкретную группу, для полного разложения сырья до нужного состояния полуфабриката. Поэтому свойства получаемого топлива напрямую зависят от способа переработки и вида использованного в процессе переработки вторичного сырья.

Это является очень важным моментом при получении топлива, так физико-химические свойства, и непосредственно химический состав топлива напрямую определяет последующие термодинамические и физико-химические свойства топлива, среди которых надо отдельно выделить теплотворную способность. Поэтому именно исходное сырье и использованные технологии переработки полимеров определят не только выходные параметры топлива, но косвенно окажут влияние на протекание рабочего цикла поршневого двигателя.

Вот поэтому актуальным остается вопрос определения физико-химических свойств топлив полученных в ходе синтеза полимеров. Методика расчета, дающая возможность определять основные физико-химические свойств топлив, даст возможность реализовать моделирование параметров рабочего цикла с учетом особенностей физико-химических свойств отдельных компонентов составляющих основу конкретно рассматриваемого топлива.

2. Изложение:

Анализ разных литературных источников [1,2,4] показывает наличие большого количества методик, а также программных продуктов на их основе предназначенных для определения теплофизических свойств отдельных компонентов топлив. Они получены вследствие обработки большого количества экспериментальных данных, но очень часто ограничены в пределах одной рассматриваемой фазы, а также ограничены диапазоном рассматриваемых давлений и температур. Одновременное использование нескольких таких методик причиняет неудобства пользователю и поэтому разработка модели определения теплофизических свойств многокомпонентных смесей, которая охватывает широкий диапазон давлений и температур с возможностью учета фазового перехода есть ключевой задачей.

Расчет физических характеристик многокомпонентного вещества начинают с установления его молекулярного состава, для чего сначала производят расчет молекулярной массы каждого компонента многокомпонентной смеси.

Молекулярный вес многокомпонентных вещества полученных в ходе синтеза имеет усредненное значение и зависит от состава и количественного соотношения компонентов смеси. Для отдельных фракций с применением закона аддитивности, зная молекулярную массу отдельных компонентов и их процентное содержание в смеси, можно рассчитать средний молекулярный вес:

$$\mathrm{M_{ср}} = \mathrm{M}_1 n_1 + \mathrm{M}_2 n_2 + \mathrm{M}_3 n_3 + \ldots \mathrm{M}_i n_i$$

Следующим важным шагом при расчете теплофизических свойств есть определение критических параметров смеси. Широкого распространения для решения данной задачи получил метод Линдерсена, который согласно [4,9] хорошую достоверность полученных в ходе расчета величин наряду с малыми величинами погрешности.

$$\mathrm{T_c} = \mathrm{T}_b \left[0{,}567 + \sum \Delta_T - \left(\sum \Delta_T\right)^2\right]^{-1}$$

$$p_\mathrm{c} = M \left(0{,}34 + \sum \Delta_p\right)^{-2}$$

$$V_\mathrm{c} = 40 + \sum \Delta_v$$

где $\mathrm{T_c}$ – критическая температура;

$\mathrm{T_b}$ – нормальная температура кипения;

Δ_T, Δ_p, Δ_v – структурные составляющие по температуре, давлению и объему, учитывающие в составе рассматриваемого компонента топлива атомов или групп атомов;

Имея критические параметры, переходят к этапу определения состояния данного вещества. Среди множества предложенных уравнений определения состояния вещества остановимся на уравнении Редлиха-Квонга, как на таком, что дает довольные хорошие показатели точности при расчете, и не требующим таблиц с параметрическими константами для чистых веществ.

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{T^{0.5} V(V+b)}$$

Рассчитав критические параметры вещества, образуется точка отсчета для определения других параметров вещества. Так, например метод Йена и Вудса основанный на принципе соответственных состояний, позволяет определить плотность жидкости при любом давлении и температуре.

$$\frac{\rho_s}{\rho_c} = 1 + \sum_{j=1}^{4} K_j (1 - T_r)^{\frac{j}{3}}$$

Термодинамические параметры находящейся в газовой фазе смеси могут быть определены из известных термодинамических зависимостей, но с учетом её многокомпонентности должен быть учтен долевой состав

$$\mathrm{k} = 1 + \frac{R}{C_V M}$$

$$R_0 = 8.314 \sum_{i=1}^{j} \frac{g_i}{M_i}$$

Таким же образом с помощь зависимостей приведенных в [1,4,9] находим остальные теплофизические параметры многокомпонентной смеси, такие как:

- вязкость;
- поверхностное натяжение;
- теплотворная способность;
- молекулярная масса;

Вследствие многообразия существующих зависимостей для определения вышеуказанных величин, применение которых связно с критическим состоянием вещества, его агрегатного состояния и сложного молекулярного состава, в данной работе они не приводятся в полностью развернутом виде.

Общий алгоритм для решения представленной выше задачи будет иметь вид:

п.1 задаем начальные условия

п.2 определяем агрегатное состояние вещества

п.3 определяем текущие параметры среды, среди которых давление и температура. Если давление и температура перешли критическую точку, то определяем фазовое состояние компонента.

п.4 исходя агрегатного состояния, применяем математические зависимости, характерные для данной смеси и определяем её основные теплофизические параметры.

Полученные в ходе расчета результаты, представляют собой численные массивы значений основных физико-химических свойств альтернативного топлива, которые послужат исходными данными для дальнейшего численного моделирования процессов в цилиндре двигателя.

3. Заключение:

1. Утилизация пластика есть на сегодня оптимальным вариантом решения надвигающейся экологической катастрофы городов и поселков

2. Для получения вторичного сырья с целью его дальнейшей переработки, могут быть задействованы различные группы полимеров. Технология переработки пластика в каждом конкретном случае будет зависеть от вида утилизируемой пластмассы (полистирол, поливинилхлорид, полифенил, полиэтилентерефталат, полипропилен и др.) и соответственно её физико-химических свойств.

3. Представленная математическая модель позволяет учитывать не только смесевой состав топлива, но адекватно реагировать на изменение химического состава смеси, а также агрегатного состояния входящих в неё компонентов.

Литература:

1. V.V. Raznoschikov, I.A. Demskaya Mathematical model for calculating thermophysical properties of synthetic liquid fuel
2. Dubovkin NF, Yanovsky LS, Kharin AA Fuel for air-jet engines. -M .: "МАТИ" - Russian State Technological University named after. KE Tsiolkovsky, 2001. - 443c
3. Yanovsky LS, Dmitrenko VP, Dubovkin NF, Galimov FM, Shevchenko IV, Kharin AA Fundamentals of aviation chemotherapy. -M .: "МАТИ" - Russian State Technological University named after. KE Tsiolkovsky, 2005. - 680s 20
4. Dubovkin NF, Malanicheva VG, Mussur Yu.P., Fedorov EP Physicochemical and operational properties of jet fuels: References.-M .: Chemistry, 240s. 1985.
5. Englin B.A. Application of motor fuels at low temperatures. -M .: Chemistry, 1968. - P.164
6. Raznoschikov VV, Chepanov A.I. Analysis of the use of cryogenic and gas fuels in power plants of main aircraft. / Scientific Bulletin of the Moscow State Technical University of Civil Aviation, No. 134, 2008. -M .: Izd. MSTU GA. - P. 10-15.
7. Reed R., Prausnitz J., Sherwood T. Properties of Gases and Liquids: A Reference Manual / Trans. With the English. Ed. B.I. Sokolov. - 3rd ed., Pererab. And additional. - L .: Chemistry, 1982. - 592p.
8. Dubovkin, NF. Handbook on thermophysical properties of hydrocarbon fuels and their combustion products. M. - L., Gosenergoizdat, 1962. - 288p.
9. Vargaftik NB Handbook of thermophysical properties of gases and liquids. - M .: Nauka Publishers main edition of physics and mathematics, 720p.

За контакти: 1. Швец И.А., инженер, Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Первомайск, 55200, Украина, e-mail: Sheva_pm@ukr.net
2. Нестеренко В.В., к. т. н., доцент, Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Первомайск, 55200, Украина, e-mail: Sheva_pm@ukr.net

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ УЧЕТА СЖИЖЕННОГО УГЛЕВОДОРОДНОГО ГАЗА НА ГАЗОНАПОЛНИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЯХ

Алексей Зивенко, Евгений Гудыма

ACCURACY IMPROVEMENT OF AN LPG INVENTORY SYSTEM

Oleksii Zivenko, Ievgen Gudyma

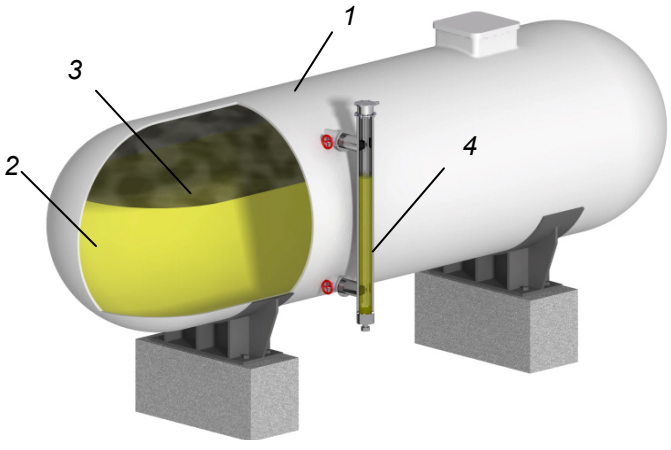
Abstract. The influence of the level measurement error on the total LPG tank inventory error is studied. This paper provides short description of the most common level sensing techniques for LPG and GWR technique is concluded as the best solution. It is shown that GWR sensors are sensitive to the properties of the LPG vapor phase. Based on experimental data about dielectric properties of the LPG vapor phase the level measurements correction technique developed. The results of practical application of developed technique show that the level measurement error caused by the change of the vapor phase properties can be reduces almost 3 times.
Keywords: liquid petroleum gas, LPG level, gas mass, LPG inventory systems, level sensor for lpg.

1. Введение:

В течение последних лет в мире продолжается рост потребления сжиженного углеводородного газа (СУГ). Рост потребления связан с удобством использования СУГ в быту и промышленности, высокой экономической эффективностью его применения в качестве топлива и хорошими показателями его экологичности [1-3]. Вместе с тем, специфика СУГ как продукта определяет требования как к методикам выполнения измерений, так и к средствам измерительной техники [4-5]. Для обеспечения автоматизации технологических операций приема/отпуска продукта, обеспечения безопасного хранения требуется производить контроль некоторого множества технологических параметров на газонаполнительных станциях: непрерывный контроль уровня СУГ в емкостях хранения, контроль предельных уровней заполнения, измерений температуры жидкой и паровой фаз СУГ, давления в емкостях и трубопроводах и т.п. При этом, одну из основных проблем представляет собой построение подсистем точного и надежного измерения параметров уровня (объема СУГ) и плотности СУГ (как составных частей систем технологического и коммерческого учета).

2. Изложение:

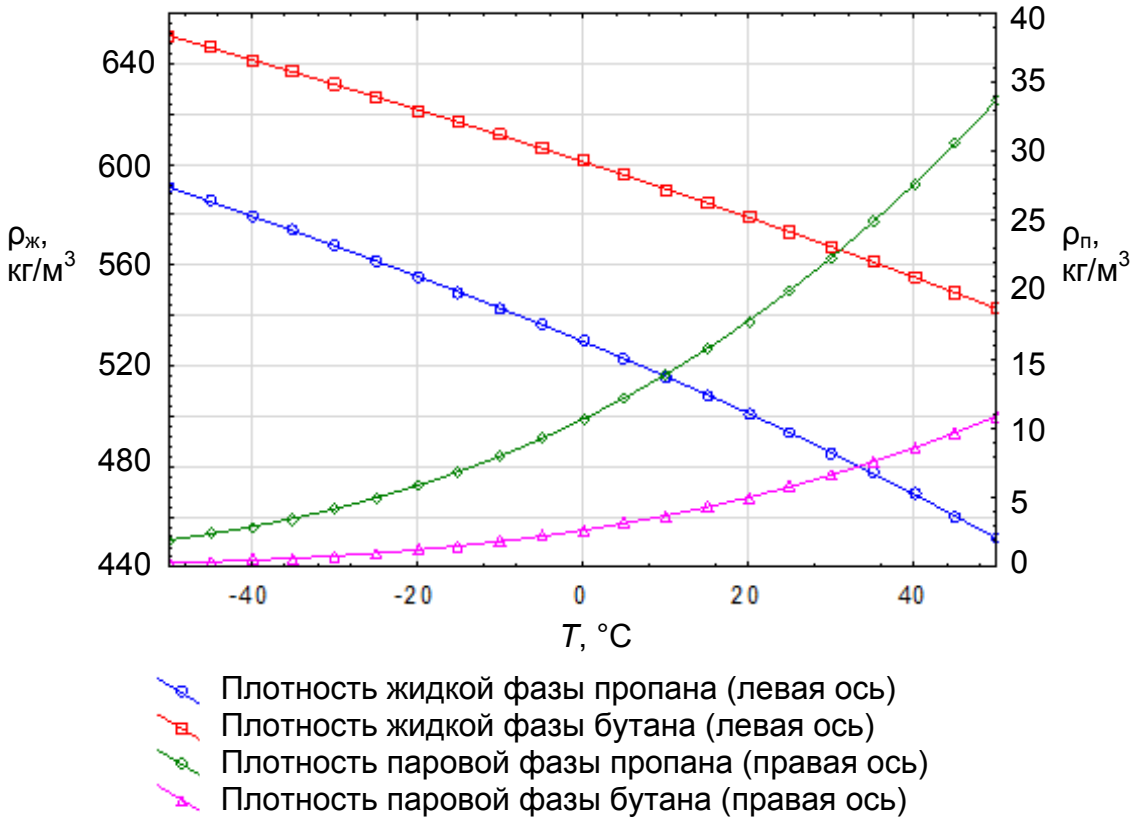
Основной вклад в погрешность измерений массы СУГ косвенным методом статических измерений вносят погрешности градуировочных таблиц резервуаров, измерителей плотности и уровня СУГ. В данной публикации внимание уделено влиянию измерителя уровня СУГ на погрешность учета и разработке метода повышения точности измерения уровня. На фиг.1 изображена типичная емкость хранения СУГ (1), в которой находятся жидкая (2) и паровая (3) фазы СУГ. Для удобства эксплуатации емкость оборудована выносной камерой, в которую устанавливается уровнемер (4).



Фиг.1. Емкость для хранения сжиженного углеводородного газа с выносной трубой для подключения контрольно-измерительной аппаратуры

В качестве уровнемеров для СУГ применяют датчики различных типов [5]. Широкое распространение в последние годы получили рефлектометрические (GWR), ультразвуковые, магнитострикционные, емкостные и радарные датчики уровня СУГ. Эксплуатационными преимуществами рефлектометрических датчиков по сравнению с другими являются: простота и отсутствие подвижных частей; возможность одновременного измерения уровня жидкой фазы СУГ и уровня подтоварной воды; возможность выполнения датчика в одном корпусе с температурной подвеской для контроля градиента температуры фаз продукта [6]; незначительная зависимость результата измерения от параметров жидкой фазы. На базе рефлектометрических уровнемеров строят полиметрические датчики (системы), предназначенные для формирования информативного измерительного сигнала и эффективного использования получаемой информации для контроля совокупности измеряемых величин [6-8].

СУГ как объект контроля обладает рядом ярко выраженных свойств, влияющих на методику выполнения измерения массы продукта. Упрощенно, СУГ в резервуаре представляет собой двухфазную систему «жидкость-пар». Изменение температуры, давления, состава или количества СУГ в системе сопровождается перераспределением СУГ между жидкой и паровой фазами (и наоборот). Вода растворяется как в жидкой, так и паровой фазе СУГ. При этом вода конденсируется при понижении температуры и скапливается у дна резервуара. Кроме того, наличие воды в СУГ может привести к ее замерзанию и образованию кристаллогидратов. В свою очередь, это может нарушать работоспособность датчиков (особенно содержащих подвижные части), технологического оборудования. При наличии воды в СУГ (неблагоприятная ситуация) в резервуаре фактически находится уже 3 слоя продукта – паровая фаза СУГ, жидкая фаза СУГ и подтоварная вода. Таким образом, постоянные фазовые переходы жидкой и паровой фаз обуславливают значительные изменения уровня в резервуарах и необходимость непрерывного контроля уровня, температуры и давления. Плотность СУГ значительно и нелинейно зависит от температуры и состава – фиг. 2;



Фиг. 2. Графики зависимостей плотности паровой и жидкой фаз пропана и бутана от температуры

Такие изменения плотности жидкой фазы СУГ существенно влияют на поплавковые датчики уровня – изменяется глубина погружения поплавка в жидкую фазу. В то же время, паровая фаза СУГ значительно влияет на датчики, в которых одним из опорных параметров определения уровня является скорость распространения электромагнитных или акустических волн. В данной публикации освещаются результаты лабораторных и полевых экспериментальных исследований, проведенных автором на нескольких ГНС с установленными системами серии «САДКО». Принцип измерения уровня в системе «САДКО» заключается в измерении времени прохождения электромагнитного импульса по волноводу, частично погруженному в контролируемую среду. Короткий электромагнитный импульс (длительность около 1 нс) излучается в волновод – измерительную линию специальной конструкции. Распространяясь вдоль волновода импульс многократно отражается от неоднородностей волнового сопротивления. Неоднородностями волнового сопротивления являются границы раздела фаз – «жидкость-пар», жидкости различной плотности, а также специально созданные изменения конструктива линии. Специально созданные неоднородности волнового сопротивления служат для создания опорных (реперных) точек сигнала с целью последующей диагностики или коррекции показаний датчиков.

Оценка расстояния до границы раздела сред «пар-жидкость» (ГРС) L_0 производится по измеренному значению времени t_0 между зондирующим и отраженным от ГРС импульсами сигнала. Упрощенно, данная зависимость может быть выражена следующим образом:

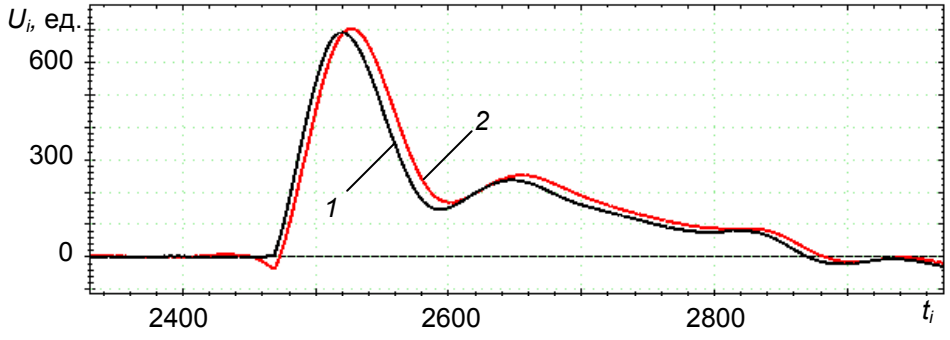
$$L_0 = \frac{c}{2\sqrt{\varepsilon_0}} t_0,$$

где ε_0 – диэлектрическая проницаемость паровой фазы (слоя, через который распространяется электромагнитный импульс); c – скорость света в вакууме, м/с.

По фиг. 2 видно, что плотность паровой фазы пропана и бутана существенно зависит от температуры. В то же время известно, что существует взаимосвязь между диэлектрической проницаемостью газа и его плотностью [9]. Следовательно, при изменении диэлектрической проницаемости паровой фазы ε_0 может возникать дополнительная погрешность измерения расстояния L_0 (уровня).

Для оценки величины дополнительной погрешности были использованы справочные данные о диэлектрической проницаемости паров компонентов СУГ, проведен ряд практических экспериментов, описание и анализ результатов которых приведены ниже.

Датчики уровня размещались в резервуарах, в которых предварительно была проведена дегазация. Резервуары заполняли СУГ (газы с известным составом) так, чтобы датчики уровня не погружались в жидкую фазу СУГ, а воспринимали только паровую фазу. При этом непрерывно контролировались температура паровой фазы и давление в резервуаре, записывались сигналы с датчиков (см. фиг.3), состав газа контролировался по паспорту (смешение газов разных составов не допускалось).



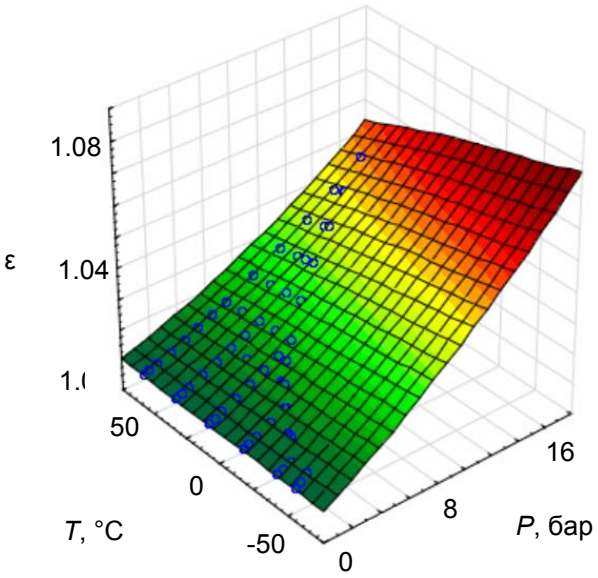
1 – датчик в воздухе (P = $P_{атм}$, T = 23 °C); *2* – датчик в паровой фазе пропана (P = 4 бар, T = 7 °C).

Фиг. 3. Фрагмент рефлектограммы, иллюстрирующий сдвиг импульса отраженного от конца датчика в паровой фазе СУГ

Таким образом был получен массив данных, содержащих сигналы датчиков в привязке к условиям – давлению в емкости, температуре и составу СУГ.

Полученные в ходе экспериментов данные о диэлектрической проницаемости паровой фазы СУГ совместно со справочными данными позволили построить простой алгоритм коррекции показаний уровнемеров на основе данных о давлении и температуре паровой фазы СУГ. Суть алгоритма сводится к вычислению поправок к показаниям уровнемера в зависимости от текущего значений давления, температуры и состава паровой фазы.

На фиг. 4 показаны значения диэлектрической проницаемости газообразного пропана.



Фиг. 4. График зависимости диэлектрической проницаемости газообразного пропана от давления и температуры

В таблице 1 показаны результаты расчета удельных поправок ΔL_0 (мм/м) для учета влияния изменения свойств чистого пропана.

Таблица 1. Результаты расчета поправок ΔL_0 (мм/м) для давления P и температуры T

T, °C	P, бар			
	0	4	8	12
-20	0.12	-	-	-
-10	0.11	-	-	-
0	0.10	-4.73	-	-
10	0.08	-4.55	-	-
20	0.04	-4.39	-	-
30	0.00	-4.23	-9.19	-
40	-0.05	-4.09	-8.85	-14.32

Данные, приведенные в табл. 1, демонстрируют прогнозируемый результат и хорошо согласуются с данными полученными на практике. Аналогичный анализ экспериментальных и справочных данных был проведен для бутана и других компонентов СУГ. Максимальная погрешность при измерении уровня СУГ наблюдается при максимальном давлении и температуре – когда паровая фаза обладает наибольшей плотностью, а ее диэлектрическая проницаемость максимальна. Коррекция показания уровнемеров приводит к значительному снижению общей погрешности оценки массы СУГ в резервуаре. Так, при заполнении резервуара 10% по объему (когда влияние паровой фазы максимально), указанный алгоритм позволяет снизить относительную ошибку оценки массы СУГ в 2.9 раза. Это происходит по причине наибольшего вклада

погрешности измерителя уровня в погрешность измерения массы СУГ при низких уровнях заполнения резервуара. В то же время, при высоких уровнях заполнения (85%), эффект от введения коррекции значительно снижается. Так, относительная ошибка оценки массы снижается всего на 0.04%.

Важно отметить, что численные значения поправок для измерителей уровня практически для всех газов незначительно зависят от температуры. Таким образом, коррекция может производиться только по значению давления паровой фазы.

3. Заключение:

На базе полученных экспериментальных данных о паровой фазе СУГ разработан алгоритм коррекции показаний рефлектометрических уровнемеров. Разработанный алгоритм позволяет значительно снизить погрешность оценки уровня СУГ (а также расчета массы) в емкости за счет учета влияния паровой фазы на скорость распространения электромагнитных волн. Предложенное решение опробировано на практике и применяется в системе автоматизированного дистанционного контроля параметров СУГ „САДКО-ГНС“ производства группы компаний „АМИКО“ (г. Николаев, Украина). Важно отметить, что алгоритм может быть использован для коррекции результатов измерения любых уровнемеров, основанных на использовании данных о скорости распространения волн в среде (как электромагнитных так и акустических). Дальнейшее повышение точности может производиться путем учета состава жидкой и паровой фазы, а также учета динамики параметров СУГ.

Литература:

1. Sukant, Kumar (2015) *Technologies That Can Change The Future of Shipbuilding*. Marineinsight [WWW link] http://www.marineinsight.com/future-shipping/shipbuilding-technologies/;
2. *World LPG Association. Annual Report* (2016). [WWW link] https://www.wlpga.org/wp-content/uploads/2016/12/WLPGA-Annual-Report-2016.pdf
3. *Statistical Review of Global LPG* (2016). [WWW link] https://www.argusmedia.com/~/media/files/pdfs/white-paper/statistical-review-of-global-lpg-2016.pdf?la=en
4. Lakeev, Andrey (2013). *The commercial accounting of SUG with a rated error*. Autogasfilling complex & alternative fuels, issue 3 (72), Innovative Mechanical Engineering Publishing, Moscow, pp. 27-34.
5. Zivenko, Oleksii (2013). *Level measurement principes & sensors* / A.V. Zivenko, A.G. Nakonechniy, D.Y. Motorkin // Materialy IX mezinarodni vedecko-prackticka conference “Veda a technologie: krok do budoucnosti - 2013”. – Dil. 28. Technicke vedy. Prague - 2013. pp. 85-90.
6. Zhukov, Yuriy (2012). *Polymetric systems. Theory & Practice* / Yu. Zhukov, B. Gordeev, A. Zivenko, A. Greshnov, O. Zimina, V. Chagrinets, E. Prishepov / Nikolaev, Atoll Publising, 2012. – 382 p.
7. Zhukov, Yuriy (2015). *Polymetric Sensing in intelligent Systems* / Yu. Zhukov, B. Gordeev, A. Zivenko and A. Nakonechniy / Chapter 10, “Advances in Intelligent Robotics and Collaborative Automation”, The River Publishers Series in Automation, Control and Robotics, 2015 - pp.211-234.
8. Zivenko, Oleksii (2015). *Sravnenie informacionnoi effektivnosti polymetricheskih I tradicionnyh izmeritelno-vichislitelnyh kompleksov.* Zbirnik naukovyh prac NUK №3 (459). Nikolaev : NUK, 2015. pp. 72-79.
9. *Valiskó M., Boda D.* (2009). *Correction to the Clausius—Mossotti equation: The dielectric constant of nonpolar fluids from Monte Carlo simulations*. The Journal of Chemical Physics (vol. 131, № 16). — P. 164120—164123.

За контакти:
Associate prof. PhD Oleksii Zivenko, National University of Shipbuilding, “Marine Instrumentation Department”, Lenina 3, Nikolaev, Ukraine, tel. +380512 47-92-50, e-mail: av@zivenko.com.ua

Postgraduate Ievgen Gudyma, National University of Shipbuilding, “Marine Instrumentation Department”, Lenina 3, Nikolaev, Ukraine, tel. +380512 47-92-50, e-mail: eugenegudima@gmail.com

ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И МОТОРЕСУРСА КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ 6 ГЧН 25/34.

Сергей Доценко[1], Владимир Иодловский[2], Александр Грабовенко[3]

IMPROVEMENT OF THE RELIABILITY AND MOTOR CAPACITY OF COGENERATION UNITS WITH GAS ENGINE (6 FOUR-STROKE GAS COMPRESSED AIR 25/34)

Sergey Dotsenko[1], Vladimir Iodlovskiy[2], Aleksandr Grabovenko[3]

Abstract. The last 15-20 years practically in all developed countries have been characterized by widely usage of cogeneration units for simultaneous generation of electric and thermal energy with a total efficiency close to 90%. As the electric power plant in cogeneration units apply gas turbo-piston engine having significant advantages compared to diesel for environmental, economic and high resource indicators. However, during the use of the gas engine under certain conditions there is a denotation in its cylinders, which leads to the failure of the components of cylinder-piston group.
Keywords: an engine, gas, cogeneration, a denotation.

1. Введение.

Когенерационные установки для производства электрической и тепловой энергии созданы на базе стационарных газовых двигатель - генераторов (ДвГА) с утилизацией теплоты выпускных газов, охлаждающей воды, масла. Теплота, утилизируемая от охлаждения двигателя, в виде нагретой воды может подаваться в систему горячего водоснабжения, обогрева, использования в абсорбционных холодильных машинах. Температура выхлопных газов на входе в теплообменник утилизационный водогрейный (ТУВ) составляет 530...550°С. При этом в среднем на 100 кВт электрической мощности потребитель имеет до 125 кВт тепловой энергии для утилизации.

2. Изложение

Электрический КПД когенерационных установок при эксплуатационных режимах их работы достигает 36%, а общий коэффициент использования тепла (КИТ) (электрический + тепловой) - до 90%. В результате обеспечивается максимальный экономический эффект использования топлива.

Таблица 1 Технические характеристики когенерационных установок ДвГА-500, ДвГА-630:

Наименование параметров	ДвГА-500	ДвГА-630
Электрическая мощность на клеммах генератора, кВт	500	630
Род тока – переменный, трехфазный, - частота, Гц - напряжение, кВ	 50 0,4; 6,3;	 50 0,4; 6,3;
Частота вращения коленвала, об/мин	600	600
Диаметр цилиндра / ход поршня, мм	250 / 340	250 / 340
Число цилиндров	6	8
Тепловая мощность при полной утилизации тепла двигателя Гкал/час (кВт)	0,58 (680)	0,72 (840)
Расход газового топлива, приведеного до теплоты сгорания 33450 кДж/нм^3 (8000 ккал/нм^3), нм^3/час	160	195
Давление газа, подаваемого до двигателя, МПа	0,01 ÷ 0,4	0,01 ÷ 0,4
Производительность водяных насосов	25	25

внутреннего и внешнего контуров, $м^3$/час		
Максимальная температура подогреваемой воды на выходе с блока утилизации, ^oC	85	85
Массовый расход выпускных газов на выходе из двигателя, кг/час	3370	4160
Температура выпускных газов: - на выходе с двигателя,^oC - на выходе с теплообменника утилизационного водогрейного, ^oC	 550 150	 550 150
Масса двигатель-генератора (сухая) в сборе на подмоторной раме со всеми навесными агрегатами, охладителями и фильтрами, кг	17500	20200
Ресурс до переборки, часов	10000	10000
Ресурс до капитального ремонта, часов	70000	70000
Назначенный ресурс до списания, годов	20	20

В двигателях-генераторах предприятия "Первомайськдизельмаш" в качестве моторного топлива используются разные виды топливных газов: природный газ, попутный газ, шахтный газ-метан, биогаз, генераторный газ.

Производство когенерационных установок с газовыми двигатель - генераторами ДвГА-500, ДвГА-630 и газодизель-генераторами ГДГА-500 на «Первомайскдизельмаше» начато в 1995 году. Всего выпущено свыше 80 когенерационных установок, эксплуатирующихся в основном на объектах теплоэнергетики (котельни) в Украине, Беларуси, Российской Федерации, Казахстане.

За период эксплуатации наработка отдельных двигатель-генераторов составила более 60000 моточасов. Результаты длительной эксплуатации двигатель-генераторов ДвГА-500, ДвГА-630 и газодизель-генераторов 6ГЖЧН25/34 позволяют оценить надежность их работы, как чисто на топливном газе, так и на газе с запальной дозой дизельного топлива.

Двигатели типа 6ГЧН25/34 и 6ГЖЧН25/34, работающие на газе, были созданы на базе дизелей 6ЧН25/34 и 8ЧН25/34 и показали высокую надежность работы на стационарных электростанциях в районах Крайнего Севера и Дальнего Востока бывшего СССР, в судовых электростанциях на судах различного типа, качестве главных и вспомогательных двигателей. Большинство дизелей отработали по 80000…100000 моточасов и продолжают эксплуатироваться до настоящего времени.



Рисунок 1 Задир поршня при стендовых испытаниях двигателя 6ГЧН25/34

Выходы из строя некоторых деталей дизелей типа ЧН25/34 не были систематичными и, в основном, вызывались нарушениями норм и правил их эксплуатации: несвоевременная замена масла и масляных фильтров, перегрев двигателя, перегруз отдельных цилиндров двигателя из-за несвоевременной или неправильной регулировки топливной аппаратуры. Не наблюдалась поломка деталей цилиндро – поршневой группы двигателя (ЦПГ) или аварийный износ по конструкторско – технологическим причинам.

Однако, в отличие от дизельных двигателей, уже на стадии испытания экспериментального образца газового двигателя 6ГН25/34 столкнулись с проблемой аварийного (менее 200 часов) изнашивания поршневых колец, втулки цилиндра и задира поршня (рис.1).

При испытаниях установлено, что температура выпускных газов на выходе из цилиндра газового двигателя значительно превышает температуру на выпуске дизельного двигателя. Так, температура выпускных газов на выходе из цилиндров, контролируемая штатной аппаратурой газового двигателя, составляет 550°С [1], в то время как у дизельного двигателя она составляет 440°С [2].

При попытке снизить температуру выпускных газов газового двигателя за счет увеличения коэффициента избытка воздуха при сгорании (α = 1,75) произошло нарушение стабильности роботы двигателя по частоте вращения коленчатого вала. Для сравнения: дизельные двигатели стабильно работают при коэффициенте избытка воздуха α =3,0…3,5 [3].

Причиной повышенного износа деталей ЦПГ и задир поршня газового двигателя стало «масляное голодание» в паре трения: компрессионное кольцо – втулка цилиндра из-за высокой температуры рабочих газов. Это удалось устранить путем подборки марки масла с низкой испаряемостью масляной пленки с рабочей поверхности втулки цилиндра.

Помимо этого была проведена доработка конструкции поршневых компрессионных и маслосъемных колец. Хорошие результаты роботы для газового двигателя показала доводка конструкции компрессионного кольца прямоугольного сечения с покрытием хромом, а маслосъемного кольца коробчатого типа с экспандером и напылением хромом двух его скребков.

В процессе эксплуатации газовых и газо - дизельных двигателей имели место отказы деталей ЦПГ, которые ранее не встречались на дизельных двигателях и эксплуатировались в разных условиях эксплуатации. Характерными для газовых двигателей стали поломки втулки цилиндра и поршня.



Рисунок 2 Разрушение стенки втулки цилиндра при детонации

Поломка втулки цилиндра произошла на одном из первых газовых двигателей 6ГЧН25/34 после незначительной наработки моточасов (менее 1000 часов). Выход из строя втулки цилиндра произошел из-за ее механического разрушения и образования

сквозной вертикальной трещины в стенке (рис.2) от верхнего бурта втулки до нижнего пояса под уплотнительные резиновые кольца.

Из-за нарушения формы отверстия разрушенной втулки цилиндра произошел задир поршня с последующим обрывом его тронка (рис.3).



Рисунок 3 Обрыв тронка поршня

Изучение причин аварии двигателя показало, что непосредственно перед аварией в цилиндрах прослушивались стуки, характерные для детонационного сгорания газовоздушной смеси. Детонационное сгорание газового топлива характеризуется высокой скоростью распространения фронта пламени в камере сгорания (350 …400 м/с) [4], которая в несколько сот раз превышает нормальную скорость горения газовоздушной смеси.

Детонационное сгорание сопровождается резким возрастанием давления в цилиндре двигателя, которое превышает давление нормального горения в. в 1,4…1,5 раза. При этом нагрузки на стенку цилиндра и поршень могли дополнительно увеличиться от динамического воздействия ударной волны. Поэтому, для обеспечения дальнейшей безаварийной работы газовых двигателей была запрещено их эксплуатация с признаками явления детонации. Так как детонация двигателя вызывается в основном его перегревом или перегрузкой, то наиболее простой способ уйти от детонации – это снизить нагрузку на него.

Второй поломкой, характерной только для двигателя, работающего на газе, явилось разрушение перемычки между канавками под первое и второе компрессионные кольца поршня (рис.4).



Рисунок 4 Разрушение перемычки между канавками под поршневые кольца

Указанная поломка поршня произошла на газодизель - генераторе ГДГА-500, работающем на природном газе с запальной дозой дизельного топлива.

И снова причиной разрушения перемычки в поршне стала детонация в цилиндрах двигателя, которая возникла из-за нарушения регулировки топливной аппаратуры, обеспечивающей подачу запальной дозы топлива в цилиндры двигателя. По вине обслуживающего персонала, проверка величины запальной дозы по цилиндрам двигателя не производилась, в результате чего два цилиндра практически не работали, а остальные были перегружены, что и явилось причиной появления сильной детонации, приведшей к поломке поршня.

3. Заключение

1. При создании и эксплуатации газовых двигателей необходимо учитывать возможное появления детонации в цилиндрах двигателя и влияния ее в первую очередь на прочность деталей цилиндро - поршневой группы.

2. Для оценки прочности поршня и втулки цилиндра газового двигателя требуется уточнение существующих методик их расчета с целью учета влияния детонации на их запас прочности.

Литература:

1. The user’s manual, 375 – 0000. Gas engines (6 Four-stroke Gas Compressed Air 25/34).
2. The user’s manual. Diesels: 6 Four-stroke Compressed Air, 8 Four-stroke Compressed Air, 8 Four-stroke Gas Compressed Air 25/34 and diesel-engine generators.
3. Dyachenko V.G. Theory of internal combustion engines. Course book. Kharkov, 2009. – 500 p.
4. Genkin P. N. Gas engines. Engineering. Moscow, 1977.

За контакти: 1. Доценко С.М., доцент, кандидат технических наук, Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, директор института, кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Первомайск, 55200, Украина, e-mail: admin@ppi.net.ua

2. Иодловский В.И., доцент, кандидат технических наук, Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, заведующий кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Первомайск, 55200, Украина, e-mail: admin@ppi.net.ua

3. Грабовенко А.И**.,** Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, преподаватель кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Первомайск, 55200, Украина, e-mail: admin@ppi.net.ua

ОЦЕНКА НА ТЕХНИЧЕСКОТО СЪСТОЯНИЕ НА ШАСИТО И ДВИГАТЕЛЯ НА АВТОВЛАКОВЕ НА БАЗАТА НА ВЕРОЯТНОСТЕН МЕТОД

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШАССИ И ДВИГАТЕЛЯ АВТОПОЕЗДОВ НА ОСНОВЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО МЕТОДА

ASSESSMENT OF THE TECHNICAL CONDITION OF CHASSIS AND ENGINE OF LORRY CONVOYS ON BASIS OF PROBABILISTIC APPROACH

Vladimir Sakhno[1], Olga Sakno[2], Olexander Lysyi[3], Tatiana Kolesnikova[2], Natalia Velmagina[2]

[1]National Transport University, Kiev, Ukraine
[2]Prydniprovs'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture, Dnipro, Ukraine
[3]Military Academy, Odessa, Ukraine

Abstract. The technical condition of lorry convoys with the line-haul tractors Volvo is analyzed and the principal causes of failures of the major units of chassis and engine are analyzed. The vulnerable parts of lorry convoys are uncovered and they appear in up-to-date operating conditions. The statistics of the major unit's life of lorry convoys are needed to improve the maintenance system and repair. Simulation of management of the technical state of tractor-lorry-trailer combination is based on the probabilistic approach. It is proved that the simulation trucks Volvo FH12 on OOO "Zenal" LTD is allowed to effect a saving of transportation costs of more than 2500 thousand UAH.
Keywords: lorry convoy, life, technical condition, maintenance, repair, saving.

Введение

В Украине существует проблема контроля и управления техническим состоянием автомобилей в процессе их эксплуатации, она обусловлена экономической ситуацией как в стране так и в мире. Ведущие заводы-изготовители автотранспортных средств (АТС) особое внимание уделяют требованиям к их надежности [1]. Решение проблемы базируется на комплексном применении современных методов диагностирования, технического обслуживания (ТО) и ремонта АТС.

Происходящие экономические изменения в Украине принципиально изменили условия деятельности автомобильного транспорта, затронув одну из важнейших его функций – контроль и управление техническим состоянием АТС в эксплуатации. Существующие методологические основы контроля и управления техническим состоянием АТС в эксплуатации перестали удовлетворять современной ситуации в стране, которая стремится соответствовать требованиям ЕС.

Автопоезда, особенно многоприцепные, обеспечивают существенную экономию почти по всем статьям расходов на перевозки грузов, отнесенным к единице выполняемой транспортной работы. Снижаются расходы на ТО, ремонт основных агрегатов, зарплату водителей, уменьшается расход топлива и т.д. Поэтому передовые компании Украины приобретают автопоезда, состоящих из двух прицепов и более. Особенно в условиях портового города и в период уборки сельскохозяйственных культур состав автопоездов доходит до 6 прицепов, общая грузоподъемность которых достигает 40 тонн.

Широкое применение автопоездов, повышение их эксплуатационной скорости и обеспечение безопасности движения предъявляют повышенные требования к надежности и эффективности основных систем [2-4].

Изложение.

Анализ эксплуатации грузовых автопоездов с тягачами марок Volvo на ООО «Зенал» (г. Одесса) в процессе перевозки грузов по Украине показал достаточно низкую эффективность их использования – внеплановые простои автопоездов достигают 30% и более. Эти автопоезда хорошо зарекомендовали себя при грузоперевозках на любые расстояния и при любом качестве дорог, что особенно важно для Украины. Хоть и

спроектированы они для дорог ЕС, но вполне справляются с самым непроходимым бездорожьем Украины. На первом месте, по мнению ООО «Зенал», причина отказа основных элементов – естественный износ, но ресурс можно увеличить благодаря высокому уровню своевременных технических воздействий. Своевременное качественное ТО – залог надежности и низких эксплуатационных расходов при длительной эксплуатации АТС.

Обеспечение безопасности движения АТС требует поддержания заложенного при проектировании и производстве уровня надежности основных элементов. Высокий уровень надежности можно обеспечить своевременным предупреждением, обнаружением и устранением возможных неисправностей (главным образом скрытых, не выявляемых внешним осмотром).

АТС состоит из большого числа элементов, отказ которых в процессе эксплуатации устраняется ремонтом, который может не совпадать с плановым ТО. Поочередно в случайные моменты времени автомобиль из исправного состояния (So) может переходить в состояние отказа первого элемента (Si) или второго элемента и т.д. до Sn (рис. 1). Время простоя в ремонте также является случайной величиной, зависящей от характера повреждений элемента, наличия запасных частей и т.п. [5-7].

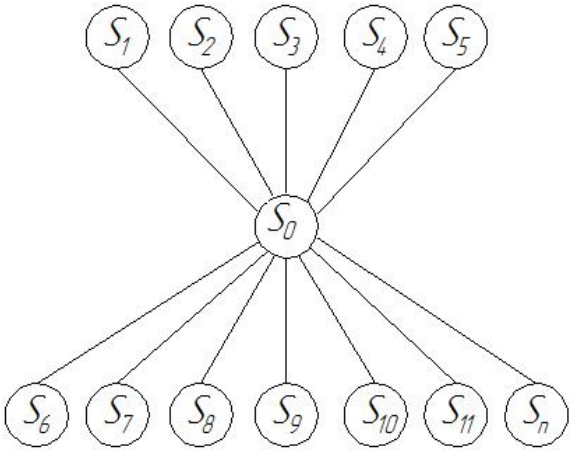


Рис. 1. Граф состояния АТС как сложной системы, которая восстанавливается

Выделены основные элементы автопоездов с тягачами марок Volvo (данные ООО «Зенал» представлены в табл. 1).

Таблица 1. Данные наработки на отказ основных элементов автопоездов с тягачами марок Volvo

Системы АТС	Наработка на отказ, км	Интенсивность потока отказов, км$^{-1}$	Интенсивность восстановления, ч$^{-1}$
Двигатель	1000000	10^{-6}	0,027027
Топливный насос	1000000	10^{-6}	0,192308
Ходовая часть	100000	10^{-5}	0,066667
Рулевое управление	120000	$8,3x10^{-6}$	0,095238
Тормозная система	120000	$8,3x10^{-6}$	0,066667
Электрооборудование	120000	$8,3x10^{-6}$	0,178571
Коробка передач (механическая)	60000	$1,67x10^{-5}$	0,083333
Сцепление	240000	$4,17x10^{-6}$	0,222222
Главная передача	1000000	10^{-6}	0,181818
Шина Michelin	180000	$5,56x10^{-6}$	0,833333
Шина Goodyear	180000	$5,56x10^{-6}$	0,833333
Шина (Китай)	120000	$8,3x10^{-6}$	0,833333
Шина (Корея)	180000	$5,56x10^{-6}$	0,833333
Детали кузова	120000	$8,3x10^{-6}$	0,083333
Среднее	*324285*	*$6,58x10^{-6}$*	*0,323608*

На основе данных табл. 1 проанализированы ресурс основных элементов автопоездов (рис. 2), причина интенсивности изменения ресурса и выработана стратегия решения поставленной задачи.

Согласно данных рис. 2 у автопоездов самым низким ресурсом обладает коробка передач (КП). Основная причина – подшипник вторичного вала и сателлиты солнечной шестерни демультипликатора.

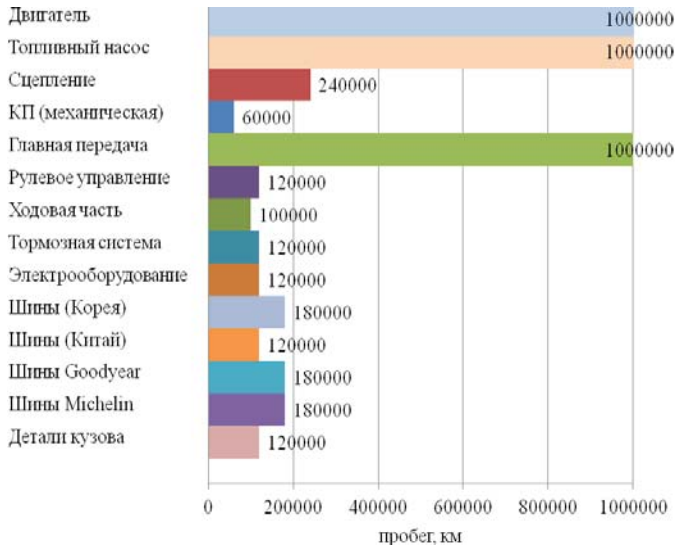


Рис. 2. Ресурс основных элементов автопоездов Volvo

Электрооборудование требует постоянного внимания. Самое слабое место – электропроводка. Влага, химическая реакция со стороны зимних дорог приводят к тому, что медная жила окисляется до состояния порошка и приводит к отказу.

В тормозной системе недостаточный ресурс наблюдается у колодок. Необходимо следить, чтобы все колодки АТС работали равномерно для равномерного износа. При использовании не родных колодок тормозные диски довольно часто имеют неравномерный износ. Диски приходится протачивать, а это существенно сокращает срок их службы.

Ходовая часть автопоезда является его неотъемлемой конструктивной частью и постоянно испытывает значительные нагрузки. Она наиболее подвержена износу в силу своего назначения: являясь одновременно опорой автомобиля, она должна и распределять динамические нагрузки и адаптироваться к рельефу местности, и покрытию дорог. Ходовая часть у автопоездов достаточно простая и надежная. Ее ресурс, как утверждают ведущие специалисты ООО «Зенал», на 80% зависит от уровня квалификации водителя. Вместе с тем, экономия на регулярном и качественном ТО, использовании не фирменных запасных частей также часто приводит к неисправностям ходовой части.

Провести диагностику и вовремя устранить неисправность экономичнее и разумнее, чем проводить дорогостоящий капитальный ремонт всей ходовой части. Устойчивость, маневренность и безопасность автомобиля на дороге полностью зависят от состояния ходовой, а потому она должна быть исправной и надежной в эксплуатации. Любая неисправность в подвеске может повлечь за собой отказ более важных элементов автопоезда и, как следствие, отказ ходовой в целом. Поэтому необходимо регулярно проводить техническое обслуживание АТС и уделять особое внимание всем элементам ходовой части [8]. Таким образом, своевременные меры по ТО (каждые 80-100 тыс. км) и ремонту неисправностей позволят увеличить срок службы автопоезда, его надежность и безопасность в эксплуатации. Чтобы избежать внепланового ремонта или более серьезных последствий, в случае отсутствия встроенной диагностики, рекомендуется проводить диагностирование ходовой части через каждые 20-30 тыс. км пробега, а также при появлении любого признака неисправности.

Комплексная диагностика автопоездов – компьютерная диагностика электронных систем, автоматических коробок передач ZF, тормозных систем WABCO, Knorr, которая проводится на специализированных оборудованиях – тормозном стенде; стенде для проверки бокового скольжения колес; вибростенде для проверки зазоров ходовой части; приспособлении для измерения суммарного люфта рулевого управления; стенде для регулировки схождения колес. Кроме того, используется дополнительное оборудование - анализатор дымности дизельного двигателя, газоанализатор для двигателей, оборудование для тарирования тахографов, оборудование для корректировки света фар и др.

Указанное оборудование позволяет определить ресурс основных узлов, агрегатов, систем автопоезда. Так, ресурс сцепления автопоездов зависит от дорожно-климатических условий. Грязь, снег, а также прочие нагрузки ведут к перегреву. Учитывая, что сцепление – это один из дорогостоящих элементов, то, например, фирма

DAF рекомендует менять весь узел целиком. При замене только ведомого диска меняется также кожух, опорный и выжимной подшипники.

Двигатели Paccar XE рассчитаны на пробег до 1,0-1,5 млн. км без капитального ремонта (рис. 3). Фильтры из-за условий эксплуатации в Украине принято менять чаще установленного заводом срока. Например, масляные меняются через 45-70 тыс. км пробега, а топливные – после каждых пройденных 25-30 тыс. км. Воздушный и влагоотделительный фильтры меняются при очередном сезонном обслуживании.



Рис. 3. Неисправность двигателя Paccar XE после 1,5 млн. км

Большая часть неисправностей диагностируется электронными блоками, расположенными в автомобиле. Поэтому при возникновении неисправностей на центральный дисплей выводится информация о системе, в которой обнаружены отклонения в работе (это пневмосистема, тормозная система EBS, уровень охлаждающей жидкости, уровень масла в поддоне двигателя, система управления двигателем, система очистки отработавших газов, мощность двигателя, износ тормозных колодок, стартер, датчик охлаждающей жидкости, генератор, трансмиссионный тормоз, система управления КПП, пневмоподвеска).

На основе данных табл. 1 и рис. 2 построена гистограмма вероятности появления отказов основных элементов автопоезда в течение 1,5 млн. км пробега (рис. 4).

Наиболее частые отказы основных элементов автопоездов появляются в интервалах (см. рис. 4): 60-200 тыс. км; 340-490 тыс. км; 1,0-1,2 млн. км пробега. Опыт эксплуатации автопоездов ООО «Зенал» показывает, что они успешно работают в Украине, и проблемы возникают из-за: нарушения правил эксплуатации, несоблюдения регламента ТО, экономии на запасных частях и расходных материалах. Кроме этого, отечественные грузоперевозчики, покупая подержанные автопоезда из ЕС, в основном приобретают их, изначально созданные для стран с мягким климатом, нормальными дорогами и качественным топливом.

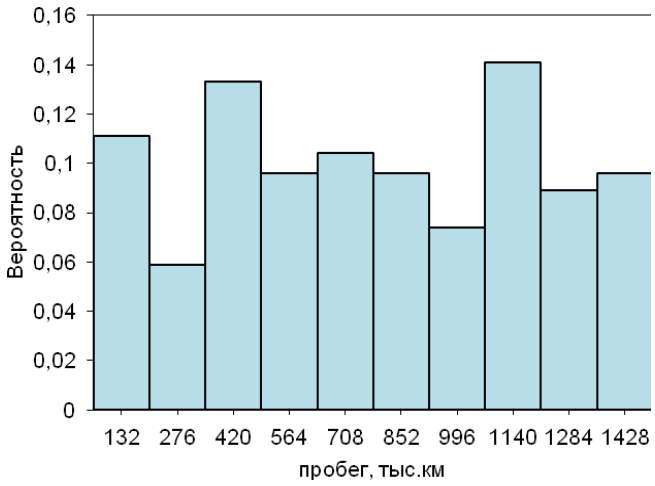


Рис. 4. Ресурс основных элементов автопоездов Volvo

Процент фактического износа автопоезда (рис. 5):

$$I_a = 100 \cdot (1 - e^{-\Omega}), \quad (1)$$

где *e* – основа натуральных логарифмов, *e* = 2,72; *Ω* – функция, которая зависит от возраста и фактического пробега автопоезда с начала эксплуатации. Функция Ω в общем случае имела следующий вид для автопоездов Volvo:

$$\Omega = 0{,}09 \cdot T_a + 0{,}0003 \cdot L_a, \quad (2)$$

где 0,09 – коэффициент, который учитывает влияние возраста автопоезда и зависит от вида, марки, модели; *Та* – фактический возраст автопоезда, года; 0,0003 – коэффициент,

учитывающий влияние пробега автопоезда с начала эксплуатации и зависит от вида, марки, модели; *La* – фактический пробег автопоезда с начала эксплуатации, тыс. км.

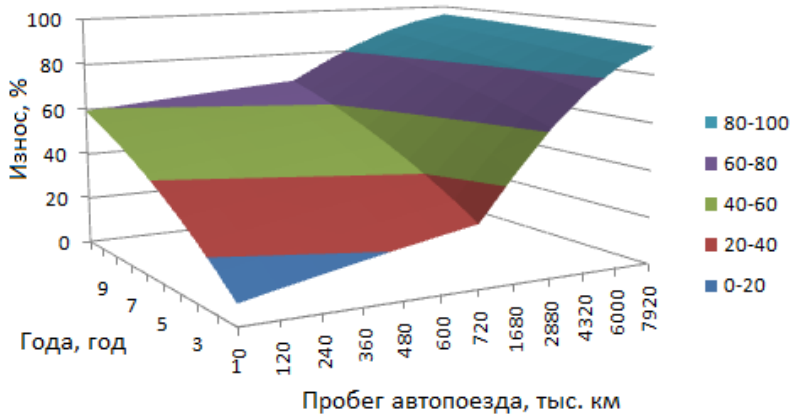


Рис. 5. Зависимость фактического износа (в%) автопоездов Volvo от их фактического возраста и пробега

Для изучения надежности АТС широко применяется вероятностный метод [9]. Математический аппарат однородных цепей Маркова является одним из наиболее применяемых при описании функционирования основных узлов и систем АТС. В этом случае проводится построение графа состояний автомобиля с учетом отказа его систем [10].

В структуре графа тягача на примере Volvo (рис. 6) выделено четыре функциональных системы, граф которых может находиться в исправном состоянии S_0, а также в состояниях вызванных отказами его систем: $S_ш$ - ремонт шасси; $S_{х.ч.}$ – ремонт ходовой части; $S_п$ - ремонт подвески; $S_{пн.ш.}$ - ремонт пневматической шины.

Вероятности P_0, $P_ш$, $P_{х.ч.}$, $P_п$, $P_{пн.ш}$ нахождения тягача Volvo в каждом из n состояний определяются из совокупности уравнений вероятностей нахождения его в каждом из состояний:

$$\begin{cases} P_0 = \left(1 + \frac{\lambda_ш}{\mu_ш} + \frac{\lambda_{х.ч.}}{\mu_{х.ч.}} + \frac{\lambda_п}{\mu_п} + \frac{\lambda_{пн.ш}}{\mu_{пн.ш}}\right)^{-1}; \\ P_ш = P_0 \cdot \frac{\lambda_ш}{\mu_ш}; \\ P_{х.ч.} = P_0 \cdot \frac{\lambda_{х.ч.}}{\mu_{х.ч.}}; \\ P_п = P_0 \cdot \frac{\lambda_п}{\mu_п}; \\ P_{пн.ш} = P_0 \cdot \frac{\lambda_{пн.ш}}{\mu_{пн.ш}}, \end{cases} \quad (3)$$

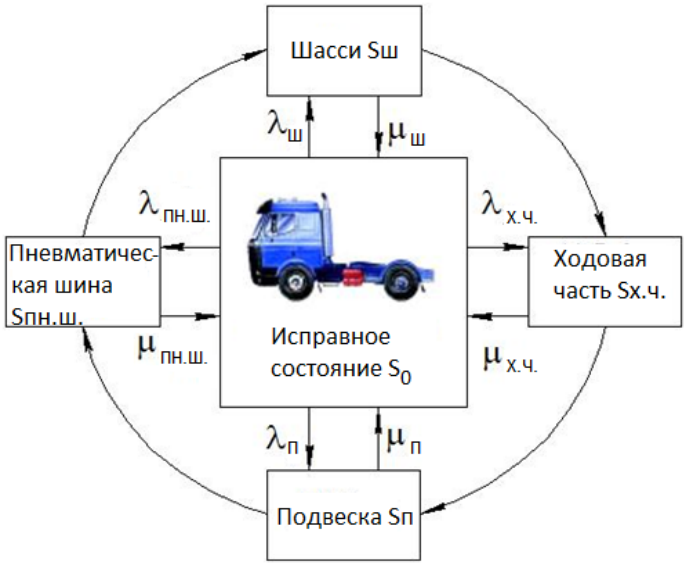


Рис. 6. Граф состояния тягача Volvo с учетом отказа функционирования его систем

где $\lambda_ш$, $\lambda_{х.ч.}$, $\lambda_п$, $\lambda_{пн.ш}$ – интенсивность потока отказов соответственно шасси, ходовой части, подвески, пневматической шины; $\mu_ш$, $\mu_{х.ч.}$, $\mu_п$, $\mu_{пн.ш}$ – интенсивность потока восстановления соответствующих систем.

Аналогично определяется вероятность состояния двигателя тягача Volvo.

Данные о ресурсах основных элементов АТС необходимы для усовершенствования системы управления техническим состоянием на автотранспортном предприятии (АТП).

Система управления техническим состоянием АТС включает в себя такие основные компоненты, как объект эксплуатации, информацию, программу и управляющие воздействия. Для управления техническим состоянием автопоездов в настоящее время используется ряд принципов. К ним относятся: управления по ресурсу, по уровню надежности и по состоянию. Их реализация определяется уровнем технического состояния АТС в процессе эксплуатации (надежностью, эксплуатационной технологично-

стью, контролепригодностью) и уровнем информационного и технологического обеспечения системы их эксплуатации. В современных условиях возникает необходимость внедрения методов эксплуатации и ремонта автопоездов по состоянию.

Поэтому ресурс основных элементов автопоезда зависит от системы управления техническим состоянием, организации мероприятий по ТО, ремонту и комплексной диагностике, своевременности выполнения всего объема работ на АТП.

При корректировании режимов ТО автопоездов для АТП была определена целевая функция:

$$C_a, L_a\left(t_{\text{то, тр}}\right) \rightarrow \text{opt}, \quad (3)$$

где C_a – расходы на ТО и ремонт автопоезда, тыс. грн.; L_a – оптимальный (эффективный) пробег автопоезда, тыс. км; $t_{\text{пр}}$ – трудоемкость ТО и текущего ремонта (ТР), чел•ч.

При эффективной эксплуатации автопоездов повышение коэффициента технической готовности $\alpha_{TГ}$ приводит к увеличению производительности процесса перевозок W_i [11]. Уменьшение затрат на эксплуатацию автопоездов (табл. 2) достигнуто за счет уменьшения расходов на шины ($C_{\text{Ш}}$), топливо ($C_{\text{т}}$), ТО и ТР ($C_{\text{ТО}}$) их агрегатов:

$$\Delta S(L) = f\left(C_{\text{Ш}}(L), C_{\text{Т}}(L), \sum C_{\text{ТО}_i}(L)\right); \quad (5)$$

$$\Delta S_a^{\text{кор}} = \Delta S_{\text{Д}} + \Delta S_{\text{ТВ}} + \Delta S_{\text{зч}} + \Delta S_{\text{р}}, \quad (6)$$

а именно:

- за счет полной диагностики ($\Delta S_{\text{д}}$), т.е. динамики процесса изнашивания деталей шасси и двигателя автопоездов, уточненного определения ресурса основных частей с учетом эксплуатационных факторов;

- системная работа технической службы за счет запланированных алгоритмов проведения технических воздействий, ТО, ТР ($\Delta S_{\text{ТВ}}$);

- эффективное корректирования режимов ТО автопоездов, рекомендованные производителями, по фактическому техническому состоянию, позволившие управлять запасными частями путем прогнозирования их ресурса ($\Delta S_{\text{зч}}$);

- средства диагностики и контроля по техническому состоянию шасси и двигателя автопоездов, используя методику обработки данных ресурса основных элементов ($\Delta S_{\text{Р}}$).

Таблица 2. Калькуляция себестоимости перевозок ООО «Зенал» ЛТД до и после усовершенствования системы ТО и ТР автопоездов Volvo FH12 D12D420, тыс. грн.

Статьи расходов	Сумма расходов		Уровень экономии (+/-)
	до усовершенствования системы ТО и ТР	после усовершенствования системы ТО и ТР	
1. Материальные расходы	47122,705	44559,862	-2562,843
2. Фонд заработной платы	4140,181	4780,845	+640,664
3. Отчисления на социальные мероприятия	1552,567	1792,817	+240,25
4. Амортизационные отчисления	2978,518	2957,257	-21,261
5. Прочие расходы	27896,985	27045,39	-851,595
Итого	83690,955	81136,171	-2554,784

Заключение. Анализ технического состояния основных элементов автопоездов показал необходимость усовершенствования системы ТО и ремонта их основных узлов и

агрегатов с учетом ресурса АТС, корректирования периодичности ТО по состоянию, используя современные методы диагностики. Моделирование управления техническим состоянием автопоездов базируется на основе вероятностного метода. Доказано, что моделирование управления техническим состоянием автопоездов Volvo FH12 на ООО «Зенал» ЛТД позволило получить экономию себестоимости перевозок более 2500 тыс. грн.

Литература:

1. *Polozhenie o tehnicheskom obsluzhivanii i remonte dorozhnyih transportnyih sredstv avtomobilnogo transporta.* Prikaz Ministerstva transporta Ukrainyi ot 30.03.98 g. №102. [in Russian].
2. Govoruschenko N.Ya. (1984). *Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley.* Harkov, Vischa shkola, 311 p. [in Russian].
3. Govoruschenko N.Ya., Volkov V.P., Shasha I.K. (2007). *Obespechenie bezopasnosti dvizheniya na avtomobilnom transporte.* Harkov, Izd-vo HNADU, 361 p. [in Russian].
4. Farobin Ya.E., Schuplyakov V.S. (1983). *Otsenka ekspluatatsionnyih svoystv avtopoezdov dlya mezhdunarodnyih perevozok.* Moskva, Transport, 200 p. [in Russian].
5. Buravlev A.I., Dotsenko B.I., Kazakov I.E. (1995). *Upravlenie tehnicheskim sostoyaniem dinamicheskih sistem.* Moskva, Mashinostroenie, 240 p. [in Russian].
6. Lisij O.V. (2016) *Pidvishhennja efektivnosti ekspluataciї avtomobil'nih poїzdiv shljahom upravlinnja їh tehnichnim stanom*. Avtoref. dis. kand. tehn. nauk [Ekspluatacija ta remont zasobiv transportu]. Harkiv, 20 p. [in Ukrainian].
7. Kravchenko O., Sakno O., Lukichov O. (2011). *Do analIzu nadIynostI avtomobIlnih shin v umovah ekspluatatsIYi.* LvIv, NU «LvIvska polItehnIka», P. 317–319. [in Ukrainian].
8. Kravchenko A., Sakno O., Lukichov A. (2012). *Research of Dynamics of Tire Wear of Trucks and Prognostication of Their Service Life*. Katowice, Silesian University of Technology, Transport Problems, Vol. 7, issue 4, P. 85–94.
9. Bazhynov O.V., Kravchenko O.P. (2009). *Nadiynist' avtomobil'nykh poyizdiv: monohrafiya*. Luhans'k, Noulidzh, 412 p. [in Ukrainian].
10. Kravchenko O.P. (2007). *Naukovi osnovy upravlinnya efektyvnistyu ekspluatatsiyi avtomobil'nykh poyizdiv.* Avtoref. dys. doktora tekhn. nauk [Ekspluatatsiya ta remont zasobiv transport]. Harkiv. nats. avtomob.-dorozh. un-t. Kharkiv, KhNADU, 36 p. [in Ukrainian].
11. Sakno O.P., Lysyi O.V., Kosaryev V.M. (2016). *Modelyuvannya upravlinnya tekhnichnym stanom avtopoyizdiv dlya avtopidpryyemstva na osnovi kvalimetrychnoyi modeli*. Akademichnyy ohlyad. Dnipro, Dnipropetrovs'kyy universytet imeni Al'freda Nobelya, Vyp. 1 (45), P. 86-93. [in Ukrainian].

За контакти:
Doctor of Science in Technology, Professor Vladimir Sakhno, Head of Automobile Department, National Transport University, Ukraine, 01010, Kiev, Suvorova Street 1, Phone +38(044) 280-42-52, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

Candidate of science Olga Sakno, Associate Professor of Department of Operation and Maintenance of Machines, Prydniprovs'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture, 49600, Ukraine, Dnipro, Chernyshevsky Street 24A, Phone +38(050) 295-51-16, e-mail: sakno-o@yandex.ru

Candidate of science Olexander Lysyi, Colonel, Head of Automotive Engineering Department, Military Academy (Odessa), 65009, Odessa, Fontanska doroga 10, Phone +38(067) 483-34-82, e-mail: lenafox107@gmail.com

Candidate of science Tatiana Kolesnikova, Associate Professor of Department of Operation and Maintenance of Machines, Prydniprovs'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture, 49600, Ukraine, Dnipro, Chernyshevsky Street 24A, Phone +38(095)-225-52-53, e-mail: tnk2704@mail.ru

Candidate of sciences Natalia Velmagina, Associate Professor of Department of Applied Mathematics and information technologies, Prydniprovs'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture, 49600, Ukraine, Dnipro, Chernyshevsky Street 24A, Phone +38(095)-106-56-13, e-mail: velmagina@yandex.ua

ОЦЕНКА ТРАНСПОРТНЫХ КОРРЕСПОНДЕНЦИЙ, ПРОХОДЯЩИХ ЧЕРЕЗ ЦЕНТР ГОРОДА

ESTIMATION OF ORIGIN-DESTINATION TRAFFIC FLOWS PASSING THROUGH THE CITY CENTER

D. V. Zasiadko

Abstract: The problem of the transit traffic through the center of city is shown. The aim of the article is to find a method for estimation of transit traffic volume to redirect them into circle roads to bypass the center. The new approach for modelling of street net is proposed. The main idea is to arrange several local nodes representing local “gravity” points into one “mega-region” to make the modelling process simple. Other task is to find the most correct gravity function for gravity model, used for calculation of origin-destination trip table.
Keywords: traffic flow, origin-destination trip matrix, traffic in the city center

1. Введение:

В городах, которые имеют радиальную планировочную структуру, ситуация с транспортными заторами осложняется тем, что значительная часть транспортных корреспонденций (до 70%) осуществляется по маршрутам, которые проходят через центральную деловую часть города (ЦДЧГ), даже если центр города не является целью или отправной точкой поездки. При этом по разным причинам расширение улиц и пробивки новых проездов в центральных частях городов затруднены или вообще невозможны, поскольку, например, это требует сноса зданий, являющихся памятниками архитектуры, истории и культуры. В таких городах одним из способов уменьшения количества автомобилей в центре кроме тотального ограничения въезда в центр является переориентация транзитных транспортных потоков между периферийными транспортными районами с движения через центр на движение в обход центра по условно-кольцевым связям (УКС). Для проектирования таких связей необходимо обосновать их расположение, необходимую пропускную способность и количество полос движения. Для этого надо определить величины транзитных потоков и их направления. Это позволит при строительстве кольцевых связей, например, в виде эстакад, сэкономить средства за счет предотвращения строительства лишних полос движения или уменьшить стеснённость движения в случае недостаточного числа полос.

2. Изложение:

Целью исследований является повышение эффективности функционирования транспортных сетей крупных городов с радиальной планировочной структурой путём отвода транзитных автомобильных потоков из центральной части на систему кольцевых транспортных связей. Объект исследования — процесс движения транспортных потоков через центральные деловые части крупных городов. Предметом исследования является формирование потоков на участках системы транспортных колец

Одной из причин скопления автомобилей в центре города является наличие в ЦДЧГ транзитных транспортных потоков, то есть потоков между периферийными зонами, что подтвердилось видеонаблюдениями, проведенными автором. В просмотренных работах авторов [1, 2] по этой проблеме содержатся рекомендации по ограничению въезда в ЦДЧГ, в том числе в виде оплаты за въезд и парковку в ЦДЧГ. Такие рекомендации применены, в частности, в городе Богота (Колумбия), Лондоне (Великобритания). Однако, такие ограничения неприемлемы, поскольку они ограничивают деловую активность населения и мешают функционированию сотен предприятий и организаций, расположенных в ЦДЧГ.

Для уменьшения транспортной нагрузки на ЦДЧГ без ограничения проезда надо организовать отвод транзитных для ЦДЧГ транспортных потоков с помощью системы УКС, которая состоит из отдельных участков (в виде улиц, проездов или путепроводов), которые перехватывают транспортные потоки на въезде в ЦДЧГ на радиальных

магистральных улицах. Для создания этой системы для каждого конкретного города следует рассчитать нужную пропускную способность будущих участков УКС, а также определить траектории их прохождения и места пересечения с радиальными магистральными улицами. Предлагается решить эти задачи с помощью моделирования, определив нужную пропускную способность через прогнозируемые значения интенсивности транспортных потоков на будущих участках и заданное значение коэффициента загрузки дороги движением [3]. Кроме того, вероятно, что в определенных случаях даже не будет необходимости создания замкнутого транспортного кольца.

Следует заметить, что при построении модели транспортной сети возникает проблема сложности получения первичной фактической информации о транспортном спросе и есть сомнения относительно вида функции транспортного тяготения.

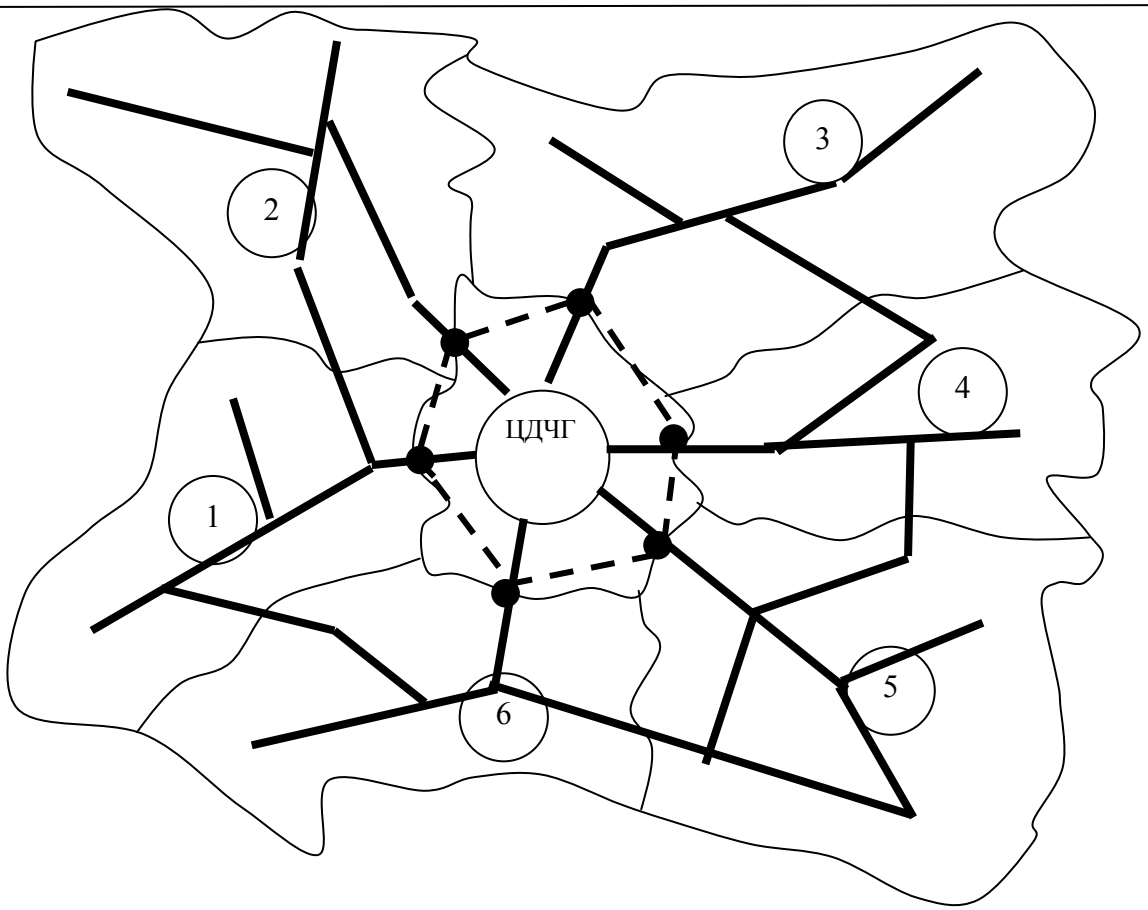
Был разработан новый подход [3, 4] к созданию укрупнённой модели транспортной системы города для решения задачи определения потребной пропускной способности участков сети. Этот подход не требует определения транспортных ёмкостей каждого транспортного района, которые априори неточны, и предусматривает вместо этого использование значений интенсивности входных и выходных потоков только на точках въезда (выезда) в ЦДЧГ.

Согласно существующим методикам по моделированию улично-дорожных сетей городов [2, 5, 6], территория города делится на большое количество транспортных районов и транспортных узлов, причем в каждом районе существует только один центр транспортного тяготения. Система улиц и проездов представляется в виде плоского ориентированного графа. Несмотря на большую точность такого описания, где каждый перекресток, проезд или перегон представлены в виде соответственно, вершин и пары дуг графа, сложность сбора исходной информации для создания модели для конкретного города является весьма значительной. Дело в том, что основной сложностью является сбор информации о транспортном спросе (объёме отправления и прибытия для каждого транспортного района). Предполагается, что для данной задачи определения пропускной способности будущих кольцевых участков такой подход к моделированию не является рациональным, поэтому предлагается макромоделирование транспортной сети города следующим образом: территорию города условно разделяем на ЦДЧГ и периферийные транспортные мегарайоны.

При этом каждый периферийный мегарайон имеет связь с ЦДЧГ только в одной точке въезда и выезда в (из) ЦДЧГ. Границами периферийных мегарайонов является черта города (однако, при наличии значительных транспортных потоков с непосредственно расположенных пригородов эти пригороды можно включить в территории соответствующего мегарайона). Границей ЦДЧГ считается край территории делового центра города, а именно, территории, где есть существенное снижение фактической скорости движения из-за увеличения плотности потока. Предлагается разделять смежные транспортные мегарайоны по условным линиям, эквидистантным от смежных точек въезда/выезда из ЦДЧГ по радиальным магистральным улицам (рис. 1).

Таким образом, граница мегарайона пройдет по линии равной досягаемости. Эта линия состоит из точек на территории города, для которых расстояние от мест въезда в ЦДЧГ соответствующих смежных мегарайонив одинаково. При этом эти расстояния рассчитываются не по прямой, а по улично-дорожной сети.

Участки системы УКС должны быть геометрически приближены к ЦДЧГ для условия минимизации маршрутов движения транзитных потоков. Участки системы УКС должны быть улицами магистрального типа с отсутствием или минимум пересечений в одном уровне, без пешеходных переходов в одном уровне, с запретом парковок на проезжей части, поскольку эти факторы могут снизить пропускную способность участков или замедлить движение транспортного потока, что в свою очередь, уменьшит привлекательность системы УКС для водителей при выборе маршрута;



Условные обозначения
- центры тяготения мегарайонов и ЦДЧГ;
- граница мегарайона;
- точка въезда/выезда в ЦДЧГ;
- магистральные улицы;
- будущие участки системы УКС.

Рис. 1. Схема макрорайонирования при построении модели улично-дорожной сети

Другим вопросом при мегарайонировании является определение координат условного центра тяготения мегарайона. Дело в том, что в графе транспортной сети мегарайон, который занимает большую площадь и имеет несколько центров транспортного тяготения с различными объемами прибытия и отправления, должен быть представлен в виде одной вершины. Предлагается определять координаты центра транспортного тяготения мегарайона как средневзвешенные координаты отдельных центров транспортного притяжения.

$$x_{ÖÒÌ} = \frac{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot k_{ýò\,i} \cdot n_{êâ} \cdot k_{àâò} \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot n_{êâ} \cdot k_{àâò} \cdot k_{ýò\,i}},\ y_{ÖÒÌ} = \frac{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot k_{ýò\,i} \cdot n_{êâ} \cdot k_{àâò} \cdot y_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot n_{êâ} \cdot k_{àâò} \cdot k_{ýò\,i}}, \quad (1)$$

где S_i – площадь застройки участка i, $k_{ýò\,i}$ - коэффициент этажности, $n_{êâ}$ - среднее число жителей в квартире, $k_{àâò}$ - коэффициент автомобилизации

Поскольку нас интересуют только транзитные транспортные потоки через ЦДЧГ, которые в основном образуются жителями города при выполнении передвижений типа «дом-работа» и «работа-дом», то объемы отправления и прибытия для каждого локального центра тяготения будем считать зависимыми от количества жителей в каждом конкретном месте мегарайона, уровня автомобилизации и мобильности населения. Количество жителей, очевидно, зависит от площади застройки под жилые дома и этажности этих домов. Если считать уровень автомобилизации и мобильность населения одинаковыми по всей территории мегарайона, то координаты условного центра тяготения мегарайона можно рассчитать как средневзвешенные по площади застройки и этажности.

$$x_{\ddot{O}\grave{O}\grave{I}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot k_{\acute{y}\grave{o}i} \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot k_{\acute{y}\grave{o}i}}, \quad y_{\ddot{O}\grave{O}\grave{I}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot k_{\acute{y}\grave{o}i} \cdot y_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i \cdot k_{\acute{y}\grave{o}i}}. \qquad (2)$$

Потребную пропускную способность кольцевых участков предлагается рассчитывать в зависимости от будущей интенсивности транспортных потоков и заданного уровня обслуживания участников дорожного движения. Значение интенсивности транспортных потоков на участках УКС можно получить после распределения транспортных корреспонденций между мегарайонами по соответствующим маршрутам. Поскольку улично-дорожная сеть смоделирована в виде графа, то для расчёта маршрутов можно использовать уже известные алгоритмы, например, алгоритм Дейкстры. При этом считается, что реализация корреспонденций осуществляется по кратчайшим маршрутам.

Следующей важной составляющей при моделировании транспортных сетей городов является матрица транспортных корреспонденций, поскольку она отражает транспортный спрос в транспортной системе. Вопросу получения, уточнения и корректировки матриц корреспонденций посвящено большое количество работ. [5, 7, 8]. Однако, в задаче определения интенсивности и направлений транзитных транспортных потоков в ЦДЧГ работа с матрицами корреспонденций имеет определенные особенности. Самой сложной задачей является именно получение матрицы. На практике самым точным и сложным (с организационной точки зрения) способом является прямой анкетный опрос владельцев автомобилей. Другие способы проще, но недостаточно точны. Матрицу корреспонденций можно получить, зная объемы отправления и прибытия автомобилей в каждом транспортном районе и расстояние между районами с помощью гравитационной модели распределения корреспонденций.

Транспортные потоки от периферийных мегарайонов в сторону ЦДЧГ и обратно имеют выраженные суточные колебания, соответствующие ритму человеческой жизни. Наблюдая за транспортными потоками на местах въезда / выезда из ЦДЧГ течение суток, можно определить объёмы отправления и прибытия автомобилей в ЦДЧГ и периферийные мегарайоны нижеуказанным способом.

В отличие от обычного порядка расчетов по гравитационной модели, объемы отправления и прибытия для периферийных районов принимаем равными сумме потоков, входящих и, соответственно, выходящих из ЦДЧГ, а для самой ЦДЧГ объём отправления для утренних периодов считаем равным нулю, а объем прибытия равным разности между суммой входных и выходных потоков. Для вечерних периодов — наоборот: объём отправления рассчитываем как разницу между суммой входящих и исходящих потоков, а объем прибытия принимаем равным нулю.

При этом не учитываются внутренние корреспонденции мегарайонов и те корреспонденции, что осуществляются за пределами ЦДЧГ, поскольку они не создают транспортной нагрузки на ЦДЧГ.

Следующей проблемой является определение вида функции транспортного тяготения и учёта факторов, влияющих на транспортное тяготение.

Различные исследователи предлагают различные виды этой функции [9] и рекомендации по определению поправочных коэффициентов к ним.

Эти виды функции были рассмотрены ранее в [9], где предлагается критерий выбора вида функции транспортного притяжения как сумма модулей разностей сумм рассчитанных значений корреспонденций и заданных значений объемов по прибытию для всех районов вместе. При выборе вида и юстировке функции транпортного тяготения следует минимизировать значение этого критерия.

Расчёты показали, что лучшей функцией тяготения в нашей задаче является квадратичная зависимость транспортного тяготения от расстояния поездки [9].

$$\mathrm{d_{ij}} = -0{,}21058 \cdot \left(\mathrm{L_{ij}}\right)^2 + 9{,}459199 \cdot \mathrm{L_{ij}} - 28{,}3028 . \quad (3)$$

Кроме того, в ходе исследований было обнаружено, что если из функции транспортного тяготения можно вынести константу, умноженную на остальную часть функции, то значение этой константы не влияет на результат дальнейшего расчёта матрицы корреспонденций кроме случая, когда константа равна нулю. Докажем это.

Гравитационная модель в общем виде

$$h_{ij} = G \cdot HO_i \cdot HP_j \cdot d_{ij} \quad (4)$$

где G – калибровочный коэффициент;

$d_{ij} = f\left(L_{ij}\right)$ - функция транспортного тяготения.

Гравитационная модель после преобразований с учётом условия сбалансированности отправлений и прибытий примет вид

$$h_{ij} = HO_i \frac{d_{ij} \cdot HP_j \cdot k_j}{\sum_{m=1}^{n} d_{im} \cdot HP_m \cdot k_m} . \quad (5)$$

Если функцию притяжения можно выразить как $d_{ij} = C \cdot f\left(L_{ij}\right)$ при $C \neq 0$, то

$$h_{ij} = HO_i \frac{C \cdot f\left(L_{ij}\right) \cdot HP_j \cdot k_j}{\sum_{m=1}^{n} C \cdot f\left(L_{im}\right) \cdot HP_m \cdot k_m} = HO_i \frac{C \cdot f\left(L_{ij}\right) \cdot HP_j \cdot k_j}{C \cdot \sum_{m=1}^{n} f\left(L_{im}\right) \cdot HP_m \cdot k_m} = HO_i \frac{f\left(L_{ij}\right) \cdot HP_j \cdot k_j}{\sum_{m=1}^{n} f\left(L_{im}\right) \cdot HP_m \cdot k_m} . \quad (6)$$

3. Заключение

Доля транзитных для ЦДЧГ транспортных потоков составляет до 70% от суммарной интенсивности потоков, входящих и выходящих в ЦДЧГ.

Отвод транзитных транспортных потоков от ЦДЧГ вместо запрета въезда в ЦДЧГ позволит снизить транспортную нагрузку на ЦДЧГ без создания неудобств участникам дорожного движения.

Для задачи определения потребной пропускной способности участков системы УКС целесообразным уровнем детализации при создании модели транспортной системы есть такой уровень, при котором вершинами графа сети является сама ЦДЧГ и периферийные мегарайоны. При таком уровне, с одной стороны, обеспечивается возможность расчёта транзитных для ЦДЧГ транспортных потоков, а с другой стороны, нет необходимости создавать сложную схему улично-дорожной сети как при детализации на уровне отдельных перекрестков и перегонов, а также не нужно определять транспортные ёмкости отдельных небольших транспортных районов.

С увеличением расстояния передвижения увеличивается мотивация к использованию индивидуального транспорта. Функция транспортного тяготения для корреспонденций, проходящих через ЦДЧГ, с увеличением расстояния поездки не уменьшается, как предусмотрено существующими моделями, а наоборот, возрастает. Это объясняется тем, что для участников дорожного движения (а это в большинстве люди на собственных легковых автомобилях), которые оказывают трудовые или бизнес поездки утром и вечером, фактор дальности поездки не является самым важным фактором для выборе места работы, в отличие от тех трудовых передвижений, осуществляемых на общественном транспорте.

Литература

1. Vol. M., Martin B. Analiz transportnayh sistem / Per s angl. – Moskva, «Transport»-
2. Schnabel W., Lohse D., Latzsch L. (1997) Grundlagen der Straenverkehrstechnik und der Verkehrsplanung/Band 2: Verkehrsplanung 2. neu bearbeitete Auflage.: Berlin. 432 p.
3. Getsovich E. M. Zasyadyko D. V. (2009) Opredelenie intensivnostey i napravleniy tranzitnayh transportnayh potokov v tsentralynoy delovoy chasti goroda / Kommunalynoe hozyaystvo gorodov. HNAMG. Vayp. 86. — Kiev: «Tehnika» – 350-357 p.
4. Getsovich E.M., Kazakova M. O., Holodova O. A. (2009) Zadacha delimitatsii tsentralynoy delovoy chasti megapolisa // Vestnik Harykovskogo natsionalynogo avtomobilyno-dorozhnogo universiteta: sb. nauch. tr./ M-vo obrazovaniya i nauki Ukrainay; red.kol.: V. A. Bogomolov (gl. red.) i dr. – Vayp. 45. Harykov: «Izdatelystvo HNADU» 52-54 p.
5. Braylovskiy N.O. (Modelirovanie transportnayh sistem. Moskva, «Transport» —125 p.
6. Kapitanov V. T. Upravlenie transportnaymi potokami v gorodah. Moskva «Transport» - 94 p.
7. Mihaylov A.Yu. Golovnayh I. M., Lagerev R. Yu. (2004) Otsenka sushtestvuyushtey matritsay korrespondentsiy na osnove dannayh intensivnosti dvizheniya / Vestnik KGTU. – Krasnoyarsk: IPTS KGTU, Vayp. 35, 191 – 199 p.
8. Leutzbach W. Einfuhrung in die Theorie des Verkehrsflusses. Karlsruhe, Springer-Verlag 155 p.
9. Zasyadyko D. V. (2016) Vaybor vida funktsii transportnogo tyagoteniya dlya transportnayh potokov, prohodyashtih cherez tsentr goroda, goroda / D. V. Zasyadyko // "Transport, ekologiya - ustoychivo razvitie" XII nauchno-tehnicheska konferentsiya s mezhdunarodno uchastie. Sbornik dokladi. Ekovarna 2016, Varna, Bulgaria, p. 101-106

Контакты: ассистент Засядько Дмитрий Владимирович. Кафедра организации и безопасности дорожного движения. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого (бывш. Петровского), 25, Харьков, Украина. тел.: +38-057-707-37-06, моб. +38-067-29-06-304.
E-mail: zdv964235@ukr.net

ЕКСПЛОАТАЦИОННИ ДЕФЕКТИ В КЛАПАНИТЕ НА ДВИГАТЕЛИТЕ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ

Иван Иванов

OPERATING FAILURES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE VALVES

Ivan Ivanov

Abstract. This paper summarizes the results of longitudinal study of defected internal combustion engine valves. It analyses the main failure groups and the reasons for them. Results show that significant impact on the operating failures have numerous interconnected factors, related to the technical maintenance of the engine and the type and quality of the fuel. Furthermore, we find that during prolonged operation, the failures caused by the type of fuel and the technical maintenance are independent of each other.
Keywords: engine valves, failures

1. Въведение:

В процеса на работа на двигателите с вътрешно горене термомеханичното натоварване, предизвикано от горивния процес, създава условия за влошаване експлоатационната надеждност на детайлите подложени на това въздействие. От особено важно значение е състоянието на детайлите в горната част на двигателя – цилиндрова глава, клапани, повдигачи, кобилици и други. При двигателите на леките и лекотварните автомобили основната причина за отказите е свързана с натрупване на дефекти от всякакво естество в горната част на двигателя [1,2,3,4]. От друга страна при конструкции с висящи клапани при определени откази може да възникне удар между клапаните и буталата. Също така различните видове горива, които се използват определят разликата в характера на термичното и окислителното натоварване на клапаните. От особено значение се явяват и правилните настройки на горивната система, които могат да предизвикат влошаване, както на мощностните и екологични показатели на двигателите, така и на целостта на детайлите участващи пряко в горивния процес [5].

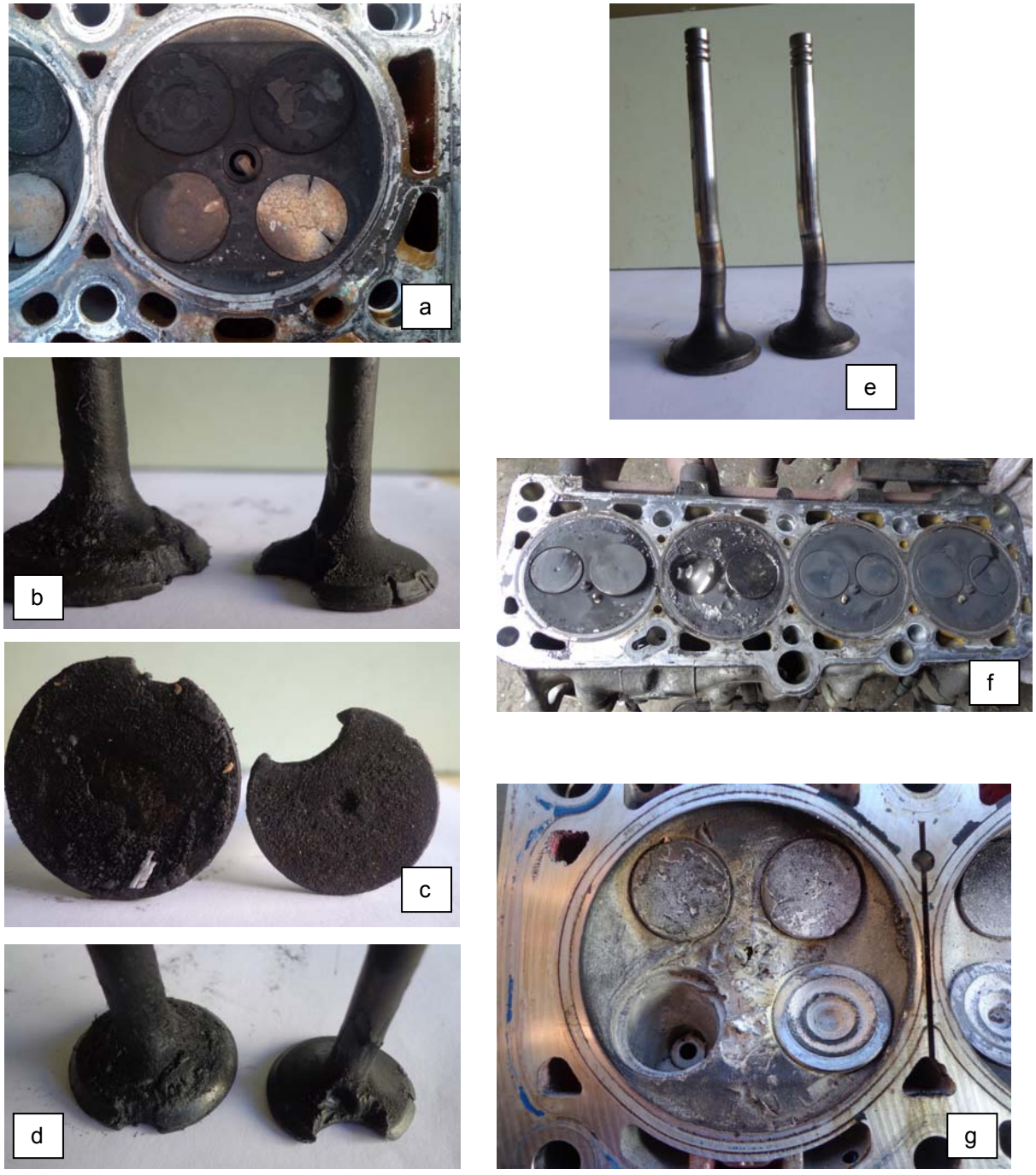
В настоящата работа са представени и анализирани основните видове откази в клапаните на двигателите с вътрешно горене, установени като закономерности при многогодишни наблюдения в процеса на възстановяване на цилиндрови глави.

2. Изложение:

Изследваните клапани на двигатели с вътрешно горене могат да се характеризират с наличие на определени групи дефекти, предизвикани от различни видове въздействие.

Таблица 1. Видове експлоатационни дефекти в клапаните от ДВГ в зависимост от енергийното въздействие

Физично въздействие	Химично въздействие	Физико-химично въздействие
Пукнатини по главата на клапана	Газова корозия	Износване на стеблото по цилиндричнта повърхнина
Прегаряне на главата на клапана	Натрупване на нагар по главата на клапана	Износване на стеблото по челната повърхнина
Изкривяване	Клей по стеблото на клапана	Язви и износване на уплътнителната повърхнина
Разрушаване		Задиране на стеблото
Вторични фрактури от разрушаване на други детайли от бутало-цилиндровата група		



Фиг. 1. Експлоатационни дефекти в клапаните от двигателите с вътрешно горене, получени вследствие на физични въздействия

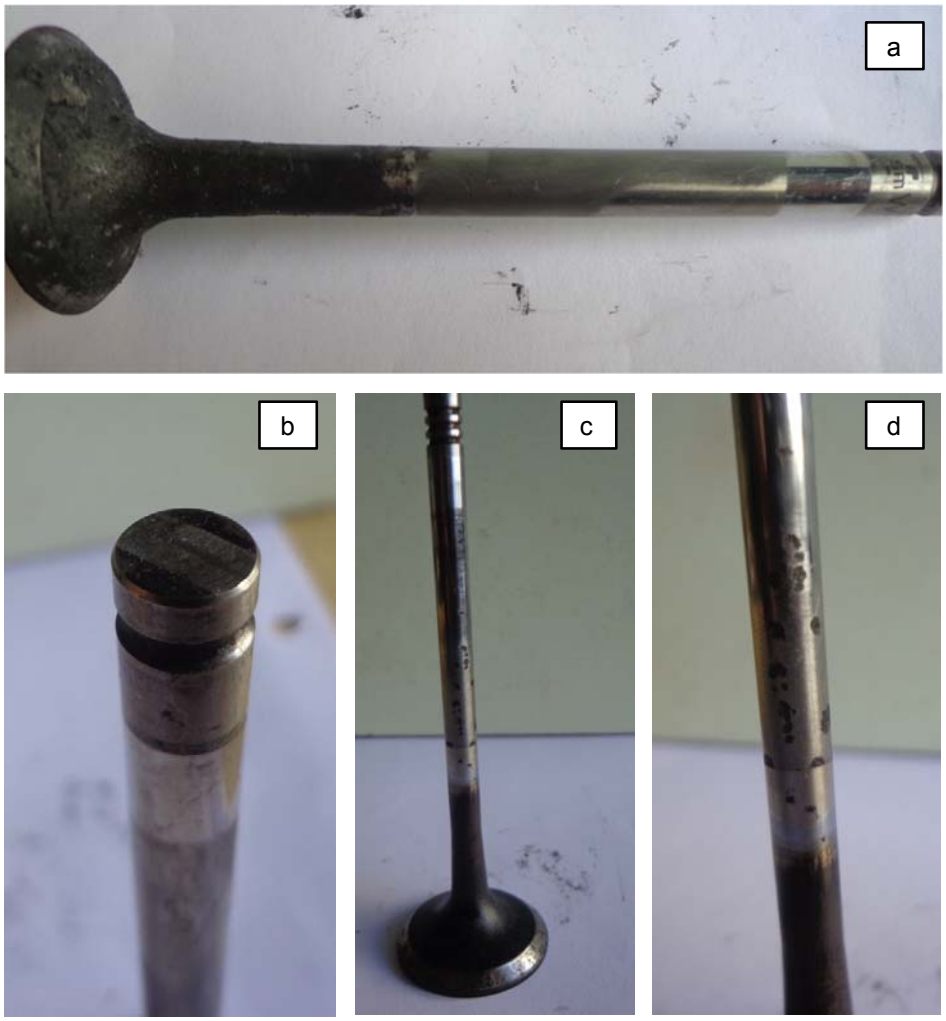
Под въздействие на физичната енергия възникват следните видове експлоатационни дефекти:

- Пукнатини по главата на клапана – наблюдават се най-често по изпускателните клапани на бензиновите двигатели, а по всмукателните в газовите двигатели – фиг.1а.
- Прегаряне на главата на клапана – установяват се основно в изпускателните клапани, което се дължи на неправилен горивен процес – фиг. 1b, c, d.
- Изкривяване – вследствие на неправилна центровка на двигателя, скъсване на ангренажната верига или ангренажния ремък, блокиране на повдигач, кобилица и други. – фиг.1е.

- Разрушаване - получава се вследствие на натрупване на повреждания в различните зони на клапана или след ремонт на цилиндрова глава при субективна грешка – фиг.1f.
- Вторични фрактури – получават се след разрушаване на някои от детайлите, участващи пряко или косвено в горивния процес (разрушаване на подгревна или запалителна свещ, липса на стегнатост между седлото на клапана и цилиндровата глава) – фиг. 1g.

Под въздействие на химичната енергия възникват следните видове експлоатационни дефекти:

- Газова корозия – наблюдава се по главата на клапана независимо от вида на използваното гориво. Най-често може да се установи по изпускателните клапани на двигателите работещи с пропан-бутан или метан.
- Натрупване на нагар по главата на клапана – влошават се топлофизичните характеристики на клапаните и се намалява ефективното сечение на каналите. Най-интензивно се натрупва по главите на пълнителните клапаните на дизеловите двигатели, в по-малка степен по всмукателните клапани на бензиновите двигатели. Най-малки количества нагар се наблюдават по изпускателните клапани – фиг.2a.
- Поява на клей по стеблото на клапана – наблюдава се в частта на стеблото, контактуваща с маслото след продължителна експлоатация – фиг.2b.



Фиг. 2. Експлоатационни дефекти в клапаните от двигателите с вътрешно горене, получени вследствие на химични и физико-химични въздействия

Под въздействие на физико-химичната енергия възникват следните видове експлоатационни дефекти:

- Износване и язви на стеблото на клапана по цилиндричната повърхнина – наблюдава се при всички видове клапани независимо от използваното гориво и вида на триещата двоица стебло-направляваща втулка (стомана – бронз или стомана – чугун) – фиг.2c,d.
- Износване на стеблото по челната повърхнина – най-интензивно износване се получава при конструкциите с кобиличен механизъм за повдигане на клапаните при триене чрез плъзгане. По - слабо износване се наблюдава при използване на кобилици с ролки фиг. 2b.
- Язви и износване на уплътнителната повърхнина – установяват се във всички клапани независимо от типа на двигателя и използваното гориво - фиг.2 a,c.

3. Заключение:

Описаните експлоатационни дефекти в клапаните на двигателите с вътрешно горене представляват основната част от тях, но съществуват и други, по-рядко наблюдващи се в ремонтното производство. Независимо от типовете двигатели с вътрешно горене, видовете горивни системи и конструктивни изпълнения на горната част на двигателя в клапаните се наблюдават сходни експлоатационни дефекти, които могат да доведат до отказ на двигателите. Тези откази могат да възникнат в моментите на движение на автомобилите и да създадат предпоставка за пътно – транспортни произшествия. Предотвратяването им или отлагането във времето може да се осъществи с използването на висококачествени гориво смазочни материали, навременна смяна на смазочната течност и филтрите, работа на двигателите при щадящи режими и други.

Литература :

1. Morehouse D., Porter J., Hiltz J., Brauss M. *Diesel Engine Valve Failures*. 56th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, At Virginia Beach, Virginia, USA, 2002
2. Raghuwanshi N., Pandey A., Mandloy R., *Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review.* International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology Vol. 1, Issue 2, December 2012
3. Kirov S., Ivanov I. H., *Typical defects in cylinder heads from different type of cars during the operation exploitation.* Annual reports of Technical University – Varna, 152-156, 2006
4. Smolenska H., Konczewicz W., *Failure analysis of the exhaust valve face in diesel marine engine*. ADVANCES IN MATERIALS SCIENCE, Vol. 10, No. 2 (24), June 2010
5. Uzuntonev T., Kirov S., Belchev S., *Mechanism of initial breakup of the jet fuel in the holes of the sprinkler and its influence on the supplied cyclic portion of fuel.* Proceedings of University of Ruse, 2014, Vol.53, Issue 4, pp.37-41

За контакти: PhD Eng. Ivan Ivanov, University ”Prof. d-r Asen Zlatarov”, Department “Engineering and Transport”, Address: Prof. Yakimov Str. 1, Burgas, Bulgaria, phone: +359898685506, e-mail: ivan_h_ivanov@btu.bg

Докладът е рецензиран.

НИВО НА ШУМ ОТ РАБОТНИЯ ПРОЦЕС ПРИ РАБОТА НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ С РАЗЛИЧНИ ГОРИВА

Миряна Евтимова

COMBUSTION BORN NOISE LEVEL OF A DIESEL ENGINE POWERED BY VARIOUS FUELS

Miryana Evtimova

Abstract. The influence of the type of fuel on the combustion born noise level of a diesel engine has been analyzed in this study. Noise levels of a diesel engine powered by diesel, biodiesel, raps oil and sunflower oil under the test cycle ISO 8178 have been measured and compared. Further results of the tests will be presented in a following series of articles where noise levels by various biofuel blends will be reviewed and the influence of some working process parameters will be analyzed. The noise levels will be evaluated in relation to the ecological aspects of the noise pollution.
Keywords: Noise, biodiesel, raps oil, sunflower oil, diesel.

1. Въведение

Използването на биогоривата като алтернативни на конвенционалните налага изследване както на технико-икономическите показатели на двигателите, така и на широк кръг от икономически, социални и екологични характеристики. При изследване на възможностите за използване на слънчогледовото масло като алтернативно гориво в дизелови двигатели в България е направен анализ на технико-икономическите показатели на дизелов двигател при работата му с дизелово гориво и 13 вида биогорива и е извършен енергиен и емисионен баланс на слънчогледовото олио [1]. В обхвата на това проучване не е разгледан шумът като показател за екологичност на биогоривата. По-долу са сравнени и оценени някои от получените в процеса на експеримента данни, свързани с генерирания от двигателя шум. Останалите резултати и техният анализ ще бъдат представени в поредица от статии, посветени на:

- влияние на вида на горивото (при използване на чисти биогорива);
- влияние на процентното съдържание на биогориво в състава на конвенционалното дизелово гориво;
- влияние на параметрите на работния процес върху нивото на шума при използване на различни биогорива и техни смеси с дизелово гориво.

Световната здравна организация е установила увеличаващо се въздействие на шумовото замърсяване в Европейския съюз (ЕС). Изследването на нивото на шум от работния процес на дизелов двигател при използването на конвенционално дизелово гориво и различни видове биогорива дава възможност да се установи влиянието им върху този екологичен показател.

Редица автори изследват шумовите характеристики на дизеловите двигатели при работата им с конвенционално дизелово гориво [2, 3 и др.]. Липсват проучвания върху влиянието на използването на различни биогорива върху нивото на шум от работния процес на двигателите, което прави изследването на този въпрос актуално.

2. Изложение

Източници на шум при двигателите с вътрешно горене

Шумът при двигателите с вътрешно горене се образува от сумирането на шум от различни източници, чийто общ резултат може да се разглежда като сума от директна и индиректна съставляваща. Прието е да се счита, че директният въздушен шум се излъчва от отворите на смукателната и изпускателната системи, където и възниква вследствие на пулсациите на втичащите се и изтичащи газове. Тези пулсации могат да възбудят резонанси, които при определени условия усилват силно шума на горивния процес. Разликите в протичането на работния процес при поредни цикли също се излъчва като директен шум [3]. Вентилаторите на охладителната система излъчват части от общия шум, които също се отнасят към директния шум.

Частта от индиректния звук в общия шум на двигателя се образува вследствие колебателните движения и вибрациите на различни части и се излъчва от повърхнините на двигателя. Индиректният звук се разделя на механичен шум, шум от допълнителните агрегати и механизми, както и на директен и индиректен шум от работния процес [3].

Индиректният шум от работния процес се получава вследствие ударите в кинематичните двойки от действието на променливите газови сили. При двигатели, характеризиращи се с по-малки скорости на нарастване на наляганията, този шум може да бъде доминиращ [3].

Общото ниво на шума на ДВГ може да се разглежда и като резултат от сумиране на шумоизлъчването на отделните негови основни агрегати и системи [3]:

$$L_{\Sigma} = L_{г.пр.} + L_{газ.} + L_{г.ур.} + L_{вент.} + \Sigma L_{агр.} \quad (1)$$

където:

L_{Σ} – общо ниво на шум на ДВГ;

$L_{г.пр.}$ – компонента на шума, породена от силите, възникнали от протичането на горивния процес в двигателя;

$L_{газ.}$ – компонента на шума от процесите на газообмен;

$L_{г.ур.}$ – компонента на шума от работата на горивната уредба;

$L_{вент.}$ – компонента на шума от вентилатора на охладителната система;

$\Sigma L_{агр.}$ – компонентите от шума при работа на други допълнителни агрегати към двигателя.

От анализа на данни от изпитвания на дизелови двигатели става ясно, че шумът от горивния процес и свързаните с него процеси на газообмен имат най-голям процентен дял в общото ниво на шума [3].

В настоящото проучване ще бъде разгледан само шумът от работния процес на двигателя.

Обект, горива, апаратура и изпитателен цикъл, използвани при изследването

Обект на изследването е трицилиндров редови дизелов двигател Deutz F3L912W с разделна (вихрова) камера, параметрите на който са дадени в таблица 2. Той е предназначен за работа с конвенционално дизелово гориво, като за експеримента не са направени никакви конструктивни изменения. Измерванията на нивата на шума са извършени само за първи цилиндър [1].

Таблица 1. Основни показатели на изпитвания двигател [1].

Номинална мощност/честота на въртене	32 kW/2250 min^{-1}
Средно ефективно налягане	0,654 MPa
Минимална честота на въртене при празен ход	675 min^{-1}
Максимален въртящ момент/ честота на въртене	149 Nm/1550 min^{-1}
Специфичен разход на гориво	230 g/kWh
Ъгъл на изпреварване на впръскването	23° преди ГМТ
Управление на изпреварването на впръскването	Не
Диаметър на цилиндъра/ход на буталото	102 mm/125 mm
Ходов обем на цилиндъра	3064 cm^3
Средна скорост на буталото	11,6 m/s
Степен на сгъстяване	22
Охладителна система	Въздушна
Горивовпръскваща дюза	Едноструйна

Експериментът е извършен на изпитателен стенд CATS NT Siemens. При анализа на горивните процеси е използват софтуер IndiCom13 AVL и платформа за обработка на данните AVL Concerto.

За изпитването е използван изпитателен цикъл C1 “Извънпътни превозни средства и индустриално обзавеждане, задвижвани от ДД” (включително и самоходни

селскостопански машини – трактори), проведен при условията на стандарт БДС EN ISO 8178:2003. Конкретните стойности за Deutz F3L912W са дадени в таблица 2 [1].

Таблица 2. Параметри на изпитателните степени от цикъл С1 на БДС EN ISO 8178:2003 [1].

Номер на степента	**C1_1**	**C1_2**	**C1_3**	**C1_4**	**C1_5**	**C1_6**	**C1_7**	**C1_8**
Честота на въртене, min^{-1}	2250				1550			675
Въртящ момент, Nm	137	103	69	14	149	114	76	0

В настоящата статия са представени резултатите за нивото на шума при работа на двигателя със следните горива:

- конвенционално дизелово гориво (ДГ);
- биодизелово гориво (БДГ);
- биогориво от студенопресовано рапицово масло (СРМ);
- биогориво от студенопресовано високоолеиново слънчогледово масло (СВСМ).

Елементния състав и физикохимичните показатели на използваните горива са дадени съответно в таблица 3 и таблица 4.

Таблица 3. Елементен анализ на изпитваните горива и долна топлина на изгаряне [1].

Елемент	**Измерителна единица**	**Метод**	**ДГ**	**БДГ**	**СРМ**	**СВСМ**
Въглерод	% (m/m)	ASTM D 5291	86,21	77,90	77,64	77,97
Водород	% (m/m)	ASTM D 5291	13,76	11,90	11,64	11,85
Азот	mg/kg	ASTM D 5291	47	<5	<5	<5
Кислород	% (m/m)	ASTM D 5291	-	10,42	10,67	10,22
Долна топлина на изгаряне	MJ/kg	DIN 51900	44,438	37,098	36,490	36,632

Таблица 4. Физикохимични показатели на изпитваните горива (стойностите в скоби не са измерени при експеримента, а са посочени съгласно стандарта за съответното гориво)[1].

Показател	**Единица**	**Метод**	**ДГ**	**БДГ**	**СРМ**	**СВСМ**
Плътност при 15°C	kg/m^3	ISO 3675 ISO 12185	834,7	(880)	919,6	916,3
Пламна температура	°C	ISO 2719	(min. 55)	(min. 101)	230	279
Температура на потъмняване	°C	ISO 23015	-6	НСИ*	НСИ*	-
Гранична температура на филтруемост през студен филтър (CFPP)	°C	EN 116	-28	НСИ*	НСИ*	-
Кинематичен вискозитет при 40°C	mm^2/s	ISO 3104	2,61	(4,25)	34,55	39,56
Цетаново число	1	ISO 5165 FIA 100/3	57,6	(min. 51)	48	52,9
Коксов остатък по Конрадсон (на 10%-ия остатък при дестилата)	% (m/m)	ISO 10370	(max. 0,30)	(max. 0,30)	0,30	0,21
Дестилация, остатък при 250°C	% (V/V)	ISO 3405	38,8	НСИ*	НСИ*	-
Дестилация, остатък при 350°C	% (V/V)	ISO 3405	96,0	НСИ*	НСИ*	-

Таблица 4. Физикохимични показатели на изпитваните горива – продължение [1].

Показател	Единица	Метод	ДГ	БДГ	СРМ	СВСМ
Начало на дестилацията (начало на кипене)	°C	ISO 3405	181,3	НСИ*	НСИ*	-
Край на дестилацията (край на кипенето)	°C	ISO 3405	360,8	НСИ*	НСИ*	-
Температура, при която дестилират 95 % (V/V) от фракционния състав	°C	ISO 3405	346,0	НСИ*	НСИ*	-
Йодно число	gJod/100g	EN 14111	НСИ*	(max. 120)	112	87
Съдържание на сяра (PcM)	mg/kg	ISO 20884	НСИ*	НСИ*	1,9	<0,5
Съдържание на сяра	mg/kg	ISO 24260	44	НСИ*	НСИ*	-
Съдържание на вода	mg/kg	ISO 12937	(max. 200)	(max. 500)	538	145
Съдържание на пепел	% (m/m)	ISO 6245	<0,001	НСИ*	0,002	0,018
Общи замърсявания	mg/kg	ISO 12662	(max. 24)	(max. 24)	22	23
Киселинно число	mgKOH/g	ISO 660	(max. 0,20)	НСИ*	0,781	0,090
Стабилност на окисление при 110°C	h	ISO 6886	-	(max. 6)	5,6	16
Съдържание на фосфор	mg/kg	EN 14107	НСИ*	НСИ*	2,3	<0,5
Съдържание на свободни мастни киселини	% (m/m)	DGF C-III 4	НСИ*	НСИ*	0,390	0,045
Пероксидно число	meqO2/kg	DGF C-VI 6a	НСИ*	НСИ*	18	11
Осапунващо число	mgKOH/g	DIN 51559-2	НСИ*	НСИ*	186	186

* НСИ – не се изисква измерване на този показател съгласно съответния стандарт.

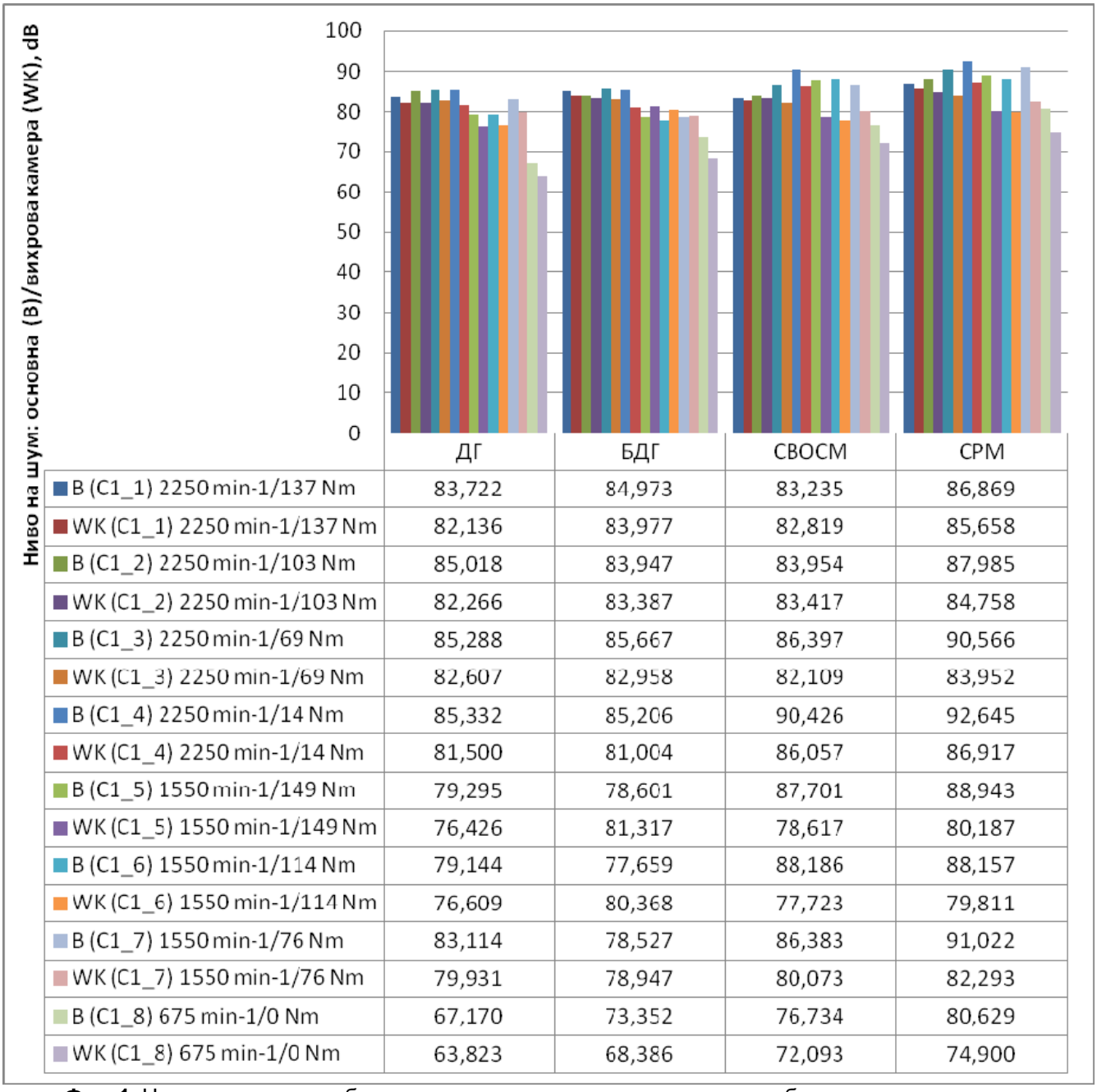
Сравнителен анализ на резултатите от изпитването

Резултатите от проведеното изпитване са представени както следва:

- Ниво на шума от работния процес на дизелов двигател при работа с изпитваните горива за основната (B) и вихровата камера (WK) – фигура 1.
- Ниво на шума от работния процес на дизелов двигател при различните степени на изпитателния цикъл за основната (B) и вихровата камера (WK) – фигура 2.
- Сравнителен анализ на относителното изменение спрямо дизеловото гориво на нивото на шума при работа с останалите горива за основната (B) и вихровата камера (WK) – таблица 5.

Сравнителният анализ за влиянието на вида на използваното гориво (фигура 1) върху нивото на шума при работа на дизелов двигател дава основание да се направят следните изводи:

- Като цяло нивото на шума при използване на алтернативните горива е увеличено, което е пряко следствие от по-ниските стойности на цетановото им число в сравнение с конвенционалното дизелово гориво (таблица 4).



	ДГ	БДГ	СВОСМ	СРМ
B (C1_1) 2250 min-1/137 Nm	83,722	84,973	83,235	86,869
WK (C1_1) 2250 min-1/137 Nm	82,136	83,977	82,819	85,658
B (C1_2) 2250 min-1/103 Nm	85,018	83,947	83,954	87,985
WK (C1_2) 2250 min-1/103 Nm	82,266	83,387	83,417	84,758
B (C1_3) 2250 min-1/69 Nm	85,288	85,667	86,397	90,566
WK (C1_3) 2250 min-1/69 Nm	82,607	82,958	82,109	83,952
B (C1_4) 2250 min-1/14 Nm	85,332	85,206	90,426	92,645
WK (C1_4) 2250 min-1/14 Nm	81,500	81,004	86,057	86,917
B (C1_5) 1550 min-1/149 Nm	79,295	78,601	87,701	88,943
WK (C1_5) 1550 min-1/149 Nm	76,426	81,317	78,617	80,187
B (C1_6) 1550 min-1/114 Nm	79,144	77,659	88,186	88,157
WK (C1_6) 1550 min-1/114 Nm	76,609	80,368	77,723	79,811
B (C1_7) 1550 min-1/76 Nm	83,114	78,527	86,383	91,022
WK (C1_7) 1550 min-1/76 Nm	79,931	78,947	80,073	82,293
B (C1_8) 675 min-1/0 Nm	67,170	73,352	76,734	80,629
WK (C1_8) 675 min-1/0 Nm	63,823	68,386	72,093	74,900

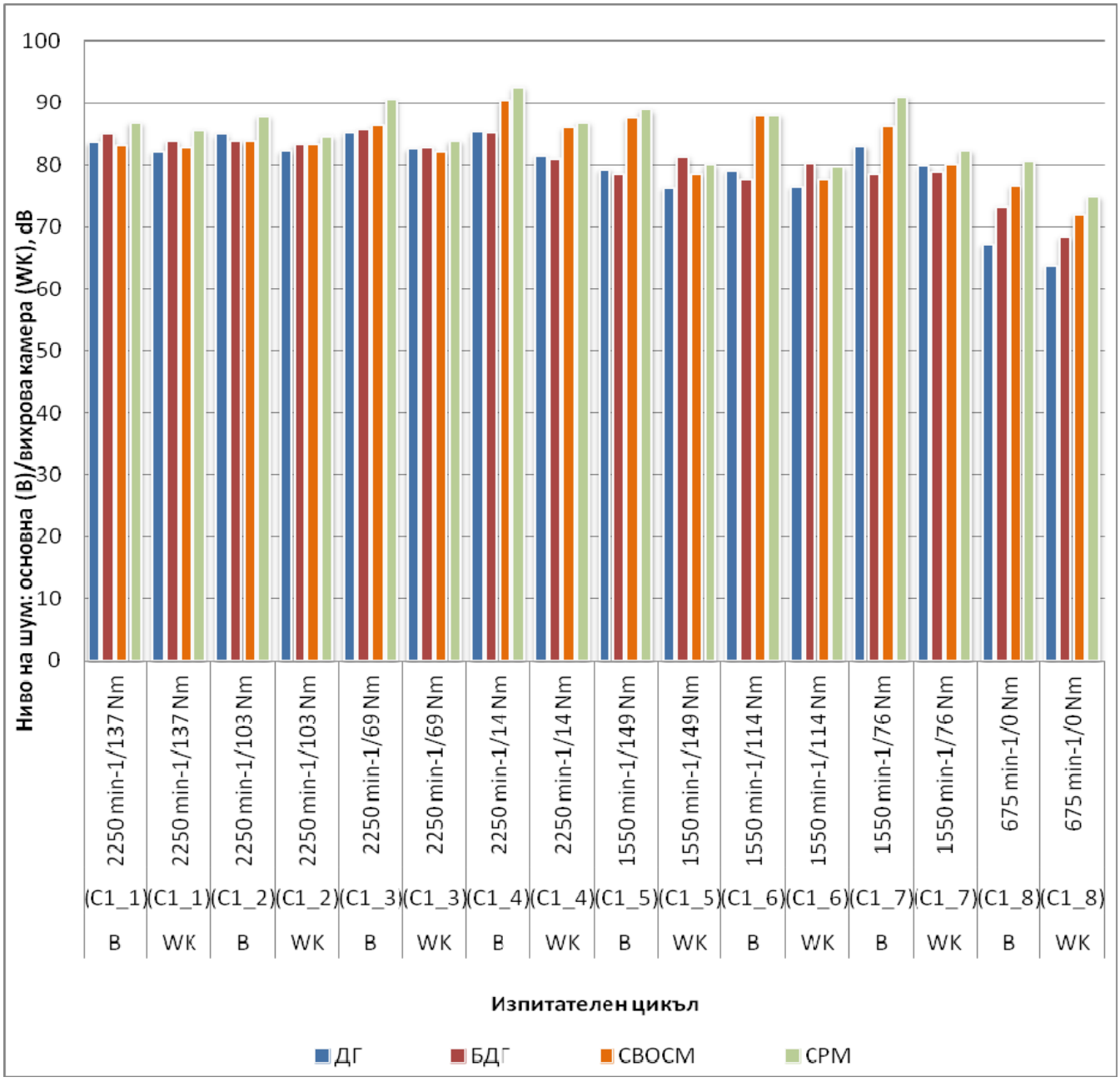
Фиг. 1. Ниво на шума от работния процес на дизелов двигател при работа с различни горива.

- По-високите стойности на кинематичния вискозитет на чистите растителни масла (таблица 4) е причина за увеличаване на средния диаметър на капките на тези горива при впръскването им, което ще доведе до повишаване нивото на шума при тяхното изгаряне.
- Разликите в нивото на шума са в рамките на 30 dB и вероятно се дължат освен на разликите в цетановото число и на влиянието на параметрите на работния процес като максимално налягане в цилиндъра, ъгъл на изпреварване на впръскването, период на задържане на самовъзпламеняването, начало на горенето и др. Тези зависимости трябва да бъде изследвани в следващи проучвания.

Съпоставката на измерените нива на шума при различни работни режими с изследваните горива (фигура 2) води до следните констатации:

- Очаквано най-високи стойности на нивото на шум се наблюдава при максимални обороти за изпитателните степени от C_1 до C_4 (2250 1/min).

- В обхвата на средните обороти (1550 1/min) се наблюдава значително увеличаване на нивото на шума при използване на чисти растителни масла (рапицово и слънчогледово) като горива.



Фиг. 2. Ниво на шума от работния процес на дизелов двигател при различните степени на изпитателния цикъл.

Резултатите от сравнителния анализ на относителното изменение на нивото на шума в основната и вихровата камера при работа с различни биогорива спрямо конвенционалното дизелово гориво са представени в таблица 5. Те са основание за следните изводи:

- При увеличаване на натоварването степента на нарастване на нивото на шум в основната камера и във вихровата камера не винаги е еднакво. Най-често се наблюдава увеличаването му едновременно и за двете камери при студенопресованото рапично масло (в 7 от случаите), следвано от биодизеловото гориво (при 4 от измерванията) и студенопресованото високоолеиново слънчогледово масли (в 2 от резултатите).

- В най-голям брой от случаите (7) нивото на шума при използване на конвенционално дизелово гориво е с най-ниски стойности, реализирани както в основната, така и във вихровата камера.

Таблица 5. Относително изменение на нивото на шума за различни биогорива спрямо дизеловото гориво в основната (B)/вихровата(WK) камера за осемте степени на изпитателния цикъл, %.

(C1_1)_B		**(C1_1)_WK**	
СВСМ	-0,582	ДГ	0,000
ДГ	0,000	СВСМ	0,832
БДГ	1,494	БДГ	2,241
СРМ	3,759	СРМ	4,288
(C1_2)_B		**(C1_2)_WK**	
БДГ	-1,260	ДГ	0,000
СВСМ	-1,251	БДГ	1,363
ДГ	0,000	СВСМ	1,399
СРМ	3,490	СРМ	3,029
(C1_3)_B		**(C1_3)_WK**	
ДГ	0,000	СВСМ	-0,603
БДГ	0,444	ДГ	0,000
СВСМ	1,300	БДГ	0,425
СРМ	6,188	СРМ	1,628
(C1_4)_B		**(C1_4)_WK**	
БДГ	-0,148	БДГ	-0,609
ДГ	0,000	ДГ	0,000
СВСМ	5,970	СВСМ	5,591
СРМ	8,570	СРМ	6,647
(C1_5)_B		**(C1_5)_WK**	
БДГ	-0,875	ДГ	0,000
ДГ	0,000	СВСМ	2,867
СВСМ	10,601	СРМ	4,921
СРМ	12,167	БДГ	6,400
(C1_6)_B		**(C1_6)_WK**	
БДГ	-1,876	ДГ	0,000
ДГ	0,000	СВСМ	1,454
СРМ	11,388	СРМ	4,180
СВСМ	11,425	БДГ	4,907
(C1_7)_B		**(C1_7)_WK**	
БДГ	-5,519	БДГ	-1,231
ДГ	0,000	ДГ	0,000
СВСМ	3,933	СВСМ	0,178
СРМ	9,515	СРМ	2,955
(C1_8)_B		**(C1_8)_WK**	
ДГ	0,000	ДГ	0,000
БДГ	9,204	БДГ	7,149
СВСМ	14,238	СВСМ	12,958
СРМ	20,037	СРМ	17,356

- Най-голямо увеличаване на нивото на шума се наблюдава при използването на студенопресована рапично масло – в 13 от измерванията, наблюдавани както в основната, така и във вихровата камера.

3. Заключение

Използването на биогорива оказва влияние върху нивото на шум от работния процес при дизеловите двигатели. Най-ниски нива на шум се наблюдават при използване на конвенционалното дизелово гориво, следвано от биодизеловото гориво и студенопресованото високоолеиново слънчогледово масло. Най-високи нива на шум се регистрират при работа със студенопресовано рапицово масло. Увеличените стойности на кинематичния вискозитет и намалените стойности на цетановото число на биогоривата са физикохимичната причина за увеличените шумови емисии.

Освен използването на чисти растителни масла е възможно и използването на смесите им с дизеловото гориво в различно процентно съдържание. Ето защо е необходимо изследване на влиянието на различното съдържание на биогорива в конвенционалното гориво. Това изследване е представено в следващата статия от поредицата за изследване на нивото на шума от работния процес.

Литература:

1. Evtimova-Misheva, Miryana. Vazmozhnosti za izpolzvane na slanchogledovoto maslo kato alternativno gorivo za dizelovite dvigareli v Bulagaria. Disertatsiya za pricazhdane na obrazovatelna I nauchna stepen “doctor”. Sofia, TU-Sofia, 2006.
2. Mohammed Faizan Shaikh , Sudhakar Umale. Noise and Vibration Analysis of Diesel Engine Using Diesel and Jatropha Biodiesel. International Journal of Engineering Trends and Technology, Volume 12 Number 5 - Jun 2014.
3. Dimitrov, A. and all. Ekologichni harakteristiki na DVG I avtomobilite. TU-Varna, 2006.

За контакти: Ass. PhD Eng. Miryana Evtimova, University of transport “Todor Kableshkov”, Department “Transport engeneering”, 158 Geo Milev Str., Sofia, Bulgaria, 0035929709-366, e-mail: mevtimova@vtu.bg.

Докладът е рецензиран.

ИЗМЕНЕНИЕ НА НИВОТО НА ШУМ, ГЕНЕРИРАН ОТ РАБОТНИЯ ПРОЦЕС НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ ПРИ РАБОТА С РАЗЛИЧНИ СМЕСИ ОТ БИОГОРИВА С КОНВЕНЦИОНАЛНО ДИЗЕЛОВО ГОРИВО

Миряна Евтимова

NOISE LEVELS GENERATED BY THE WORKING CYCLE OF A DIESEL ENGINE POWERED BY BIOFUELS AND CONVENTIONAL FUEL BLENDS

Miryana Evtimova

Abstract. Biofuels are alternative fuels which can be used as substitutes of conventional fuels in diesel engines either in pure form or in blends with diesel fuel. In this paper the results of noise level tests carried out under the ISO 8178 cycle of a three cylinder four stroke engine powered by various blends of diesel fuel and vegetable oil (sunflower and raps) are presented. The relative noise levels registered at different load conditions are compared. It has been established that there is no direct correlation between noise level and vegetable oil – conventional fuel ratio. Further detailed investigation of the influence of various parameters on the noise level is described in two following studies.
Keywords: Noise, raps oil, sunflower oil, diesel, blend.

1. Въведение

Шумът в околната среда е един от основните екологични проблеми. Последиците от шумовото замърсяване са както екологични, така и икономически и социални. За оценка на възможностите за намаляване на шума е необходимо изследване на нивата на директния и на индиректвия шум от двигателите с вътрешно горене.

Анализът на резултатите от измерването на нивото на шума при работа на дизелов двигател с различни видове горива е предмет на поредица от статии. Настоящата работа е втора част от тази поредица. В първата част бе анализирано влиянието на различните горива върху нивото на шум при работа на дизелов двигател [1]. По-долу ще бъде представено изследване на влиянието на процентното съдържание на различни биогорива в конвенционалното дизелово гориво върху нивото на шума.

2. Изложение

Обект, горива, апаратура и изпитателен цикъл, използвани при изследването

Като опитен двигател е използван трицилиндров (редови) дизелов двигател Deutz F3L912W с разделна (вихрова) камера. Параметрите на двигателя и физикохимичните показатели на дизеловото гориво са описани в първата статия от поредицата [1].

Изпитването е проведено с конвенционално дизелово гориво и негови смеси с различни растителни масла в съотношения, дадени в таблица 1.

Таблица 1. Смеси на дизелово гориво и растителни масла [2]

Гориво/ Горивна смес	Съдържание на растително масло в горивната смес, % (V/V)	
	СВСМ	СРМ
ДГ	0	0
ДГ/СВСМ_50	50	0
ДГ/СВСМ_40	40	0
ДГ/СВСМ_30	30	0
ДГ/СВСМ_20	20	0
ДГ/СВСМ_10	10	0
ДГ/СРМ_50	0	50
ДГ/СРМ_40	0	40
ДГ/СРМ_30	0	30
ДГ/СРМ_20	0	20
ДГ/СРМ_10	0	10

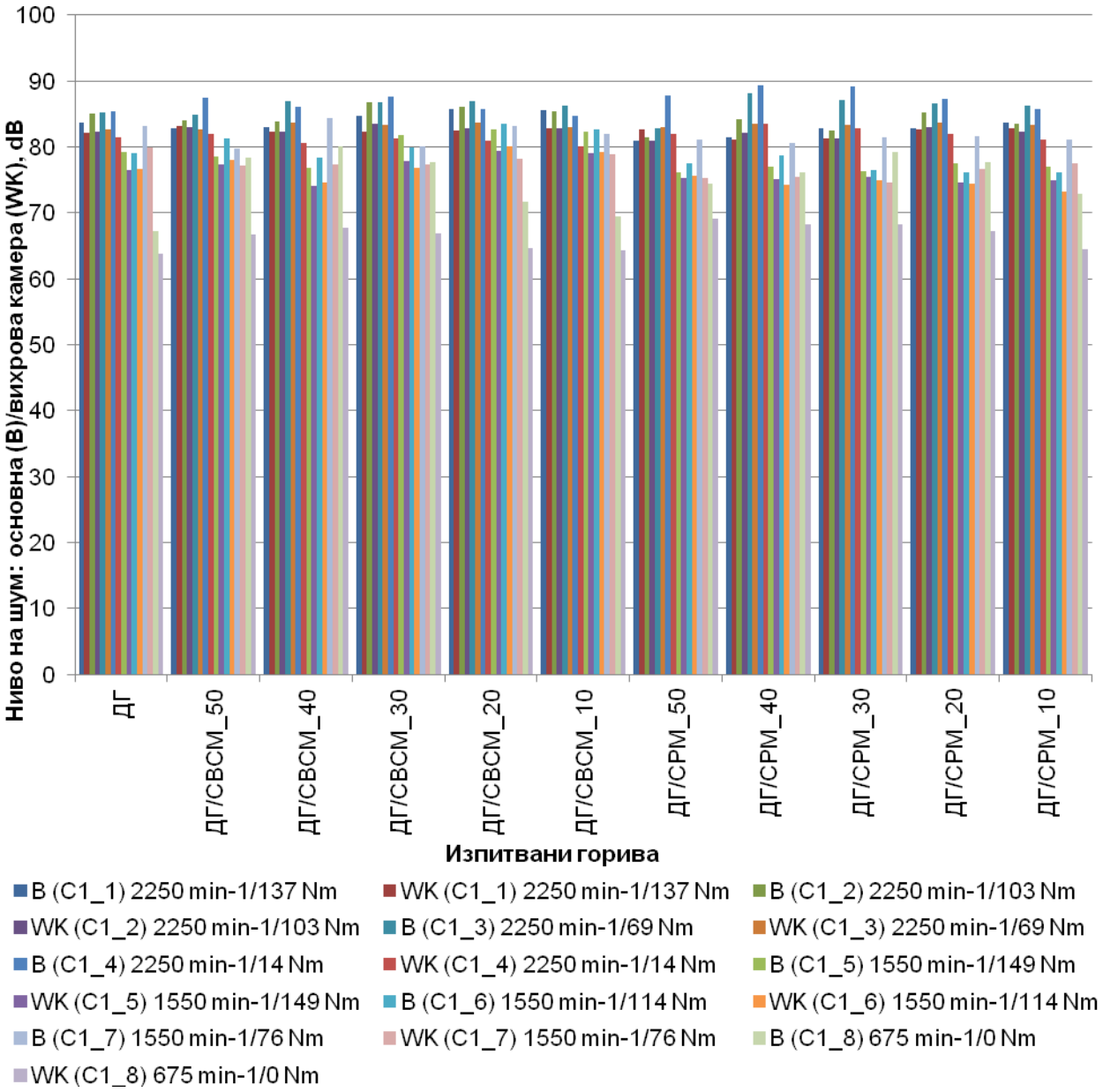
За изпитването е използван изпитателен цикъл (ИЦ) С1 проведен при условията на стандарт БДС EN ISO 8178:2003. Конкретните стойности за двигателя Deutz F3L912W са дадени в таблица 2 [2].

Резултати от изпитването

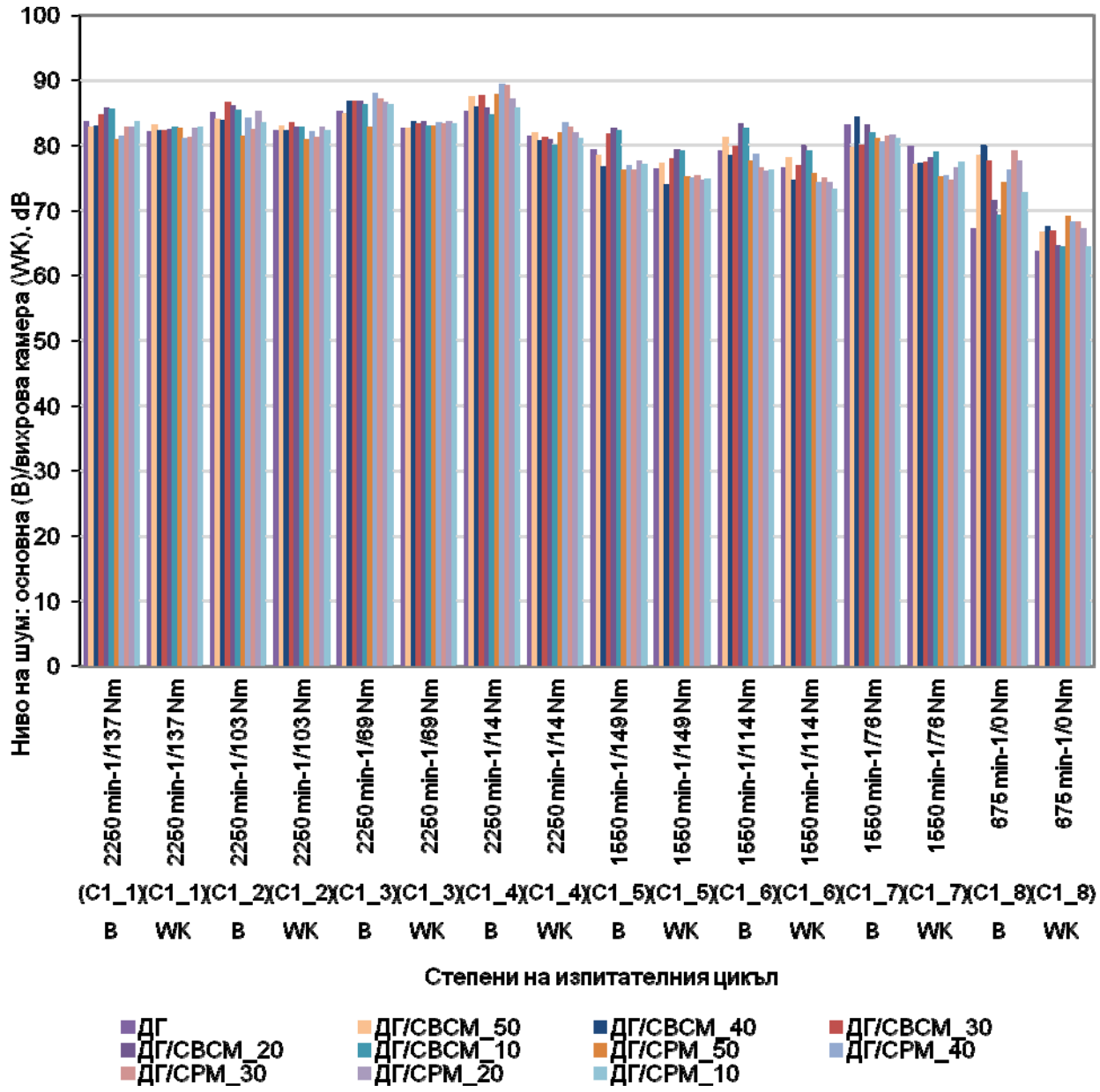
Резултатите от измерването на нивото на шума от работния цикъл (за основната камера – В и за вихровата камера – WK) при работа с конвенционално гориво и с различни смеси на дизелово гориво и растителни масла са представени на фигура 1 и фигура 2. От анализа на данните, представени на тези фигури става ясно, че като цяло нивата на директния шум за изпитваните горива очаквано нарастват с повишаване на честотата на въртене.

Таблица 2. Параметри на изпитателните степени от цикъл С1 на БДС EN ISO 8178:2003 [2].

Номер на степента	C1_1	C1_2	C1_3	C1_4	C1_5	C1_6	C1_7	C1_8
Честота на въртене, min^{-1}	2250				1550			675
Въртящ момент, Nm	137	103	69	14	149	114	76	0



Фиг. 1. Ниво на шума от работния цикъл на дизелов двигател при работа с дизелово гориво и негови смеси с растителни масла.



Фиг. 2. Ниво на шума от работния процес на дизелов двигател при различните степени на изпитателния цикъл.

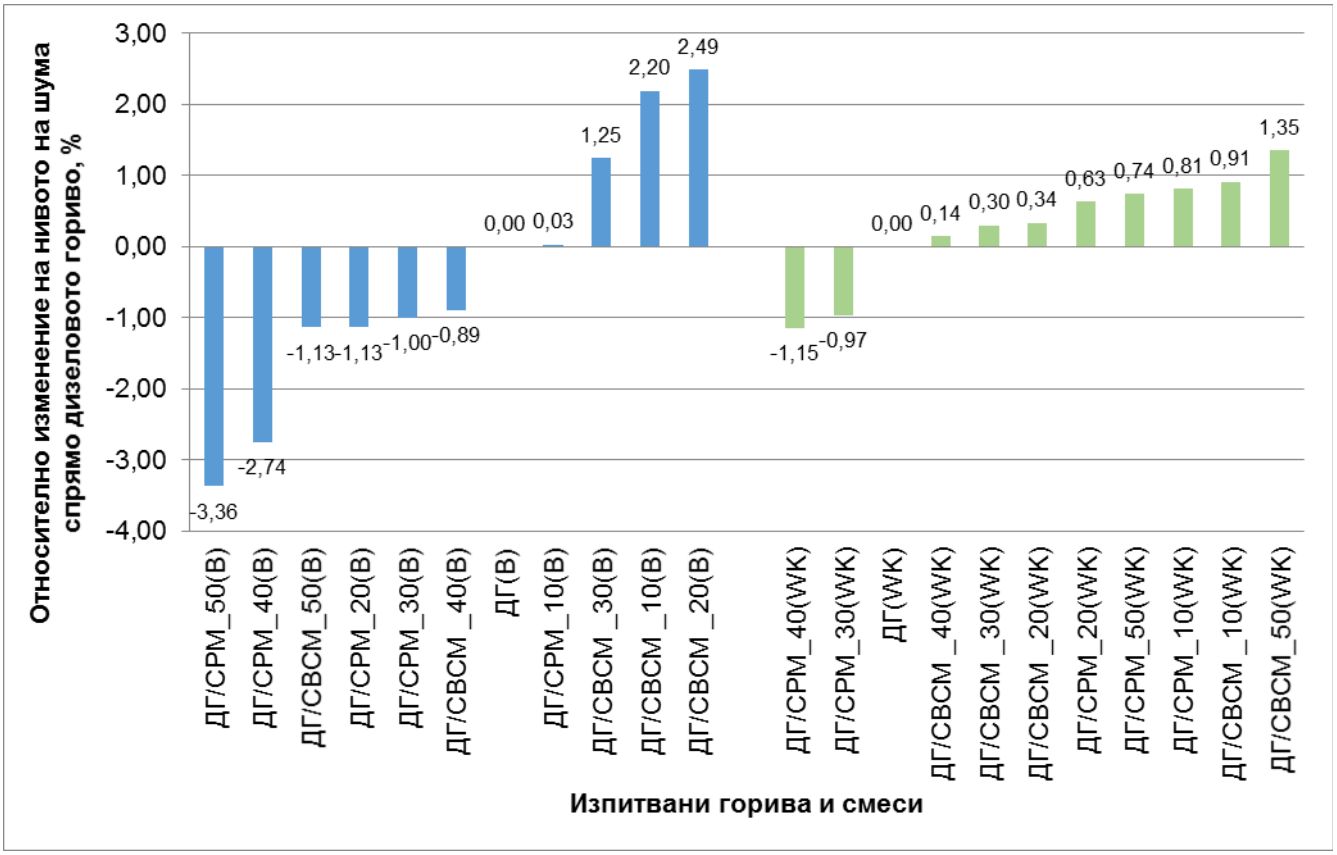
Зависимостта на шума от натоварването намалява с повишаване на честотата на въртене.

Трябва да се обърне внимание на факта, че с увеличаване на процента на растителното масло в състава на конвенционалното гориво се очаква правопропорционално повишаване на кинематичния вискозитет и понижаване на цетановото число на получената смес в сравнение с чистото дизелово гориво. Основание за това са физикохимичните показатели на чистите горива, представени в предишната публикация [1].

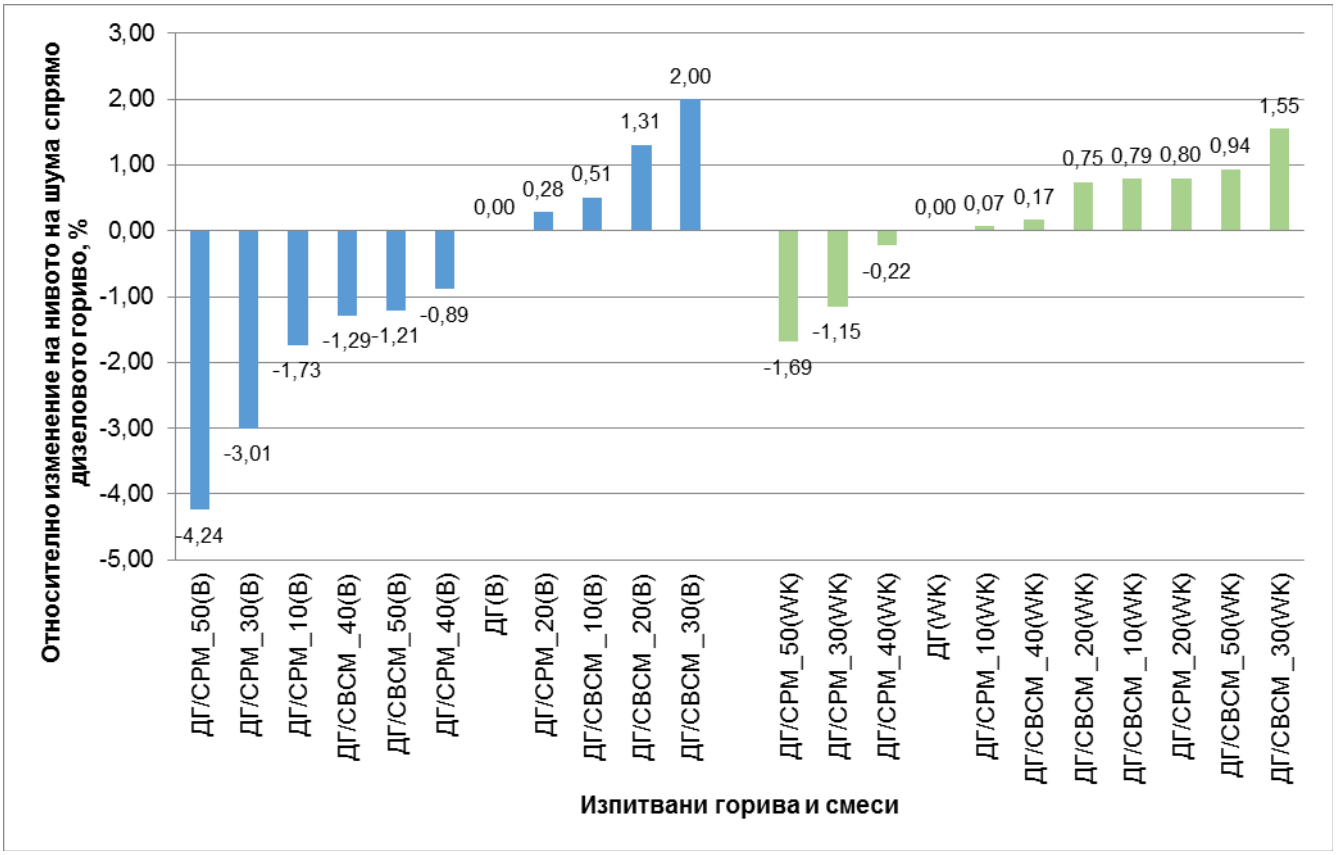
Поради големият брой резултати за постигане на по-добра прегледност е направен сравнителен анализ на данните за изпитваните горива и горивни смеси поотделно за всяка изпитателна степен, както в основната, така и във вихровата камера.

Сравнителен анализ на резултатите от изпитването

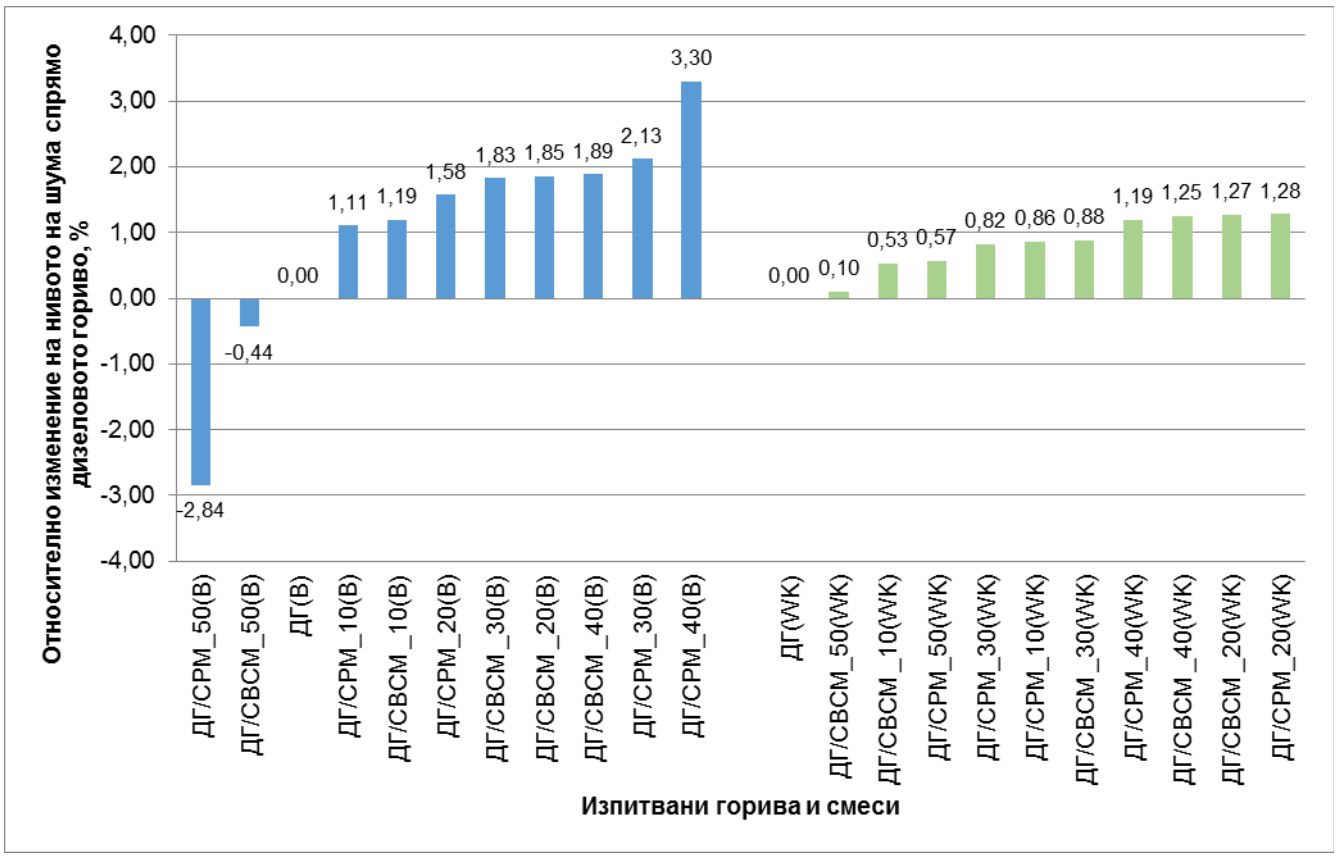
При сравнителния анализ на резултатите от изпитването е определено относителното изменение на нивото на шума при използването на различни смеси в сравнение с конвенционалното дизелово гориво. Резултатите са представени за всяка степен на изпитателният цикъл от фигура 3 до фигура 10.



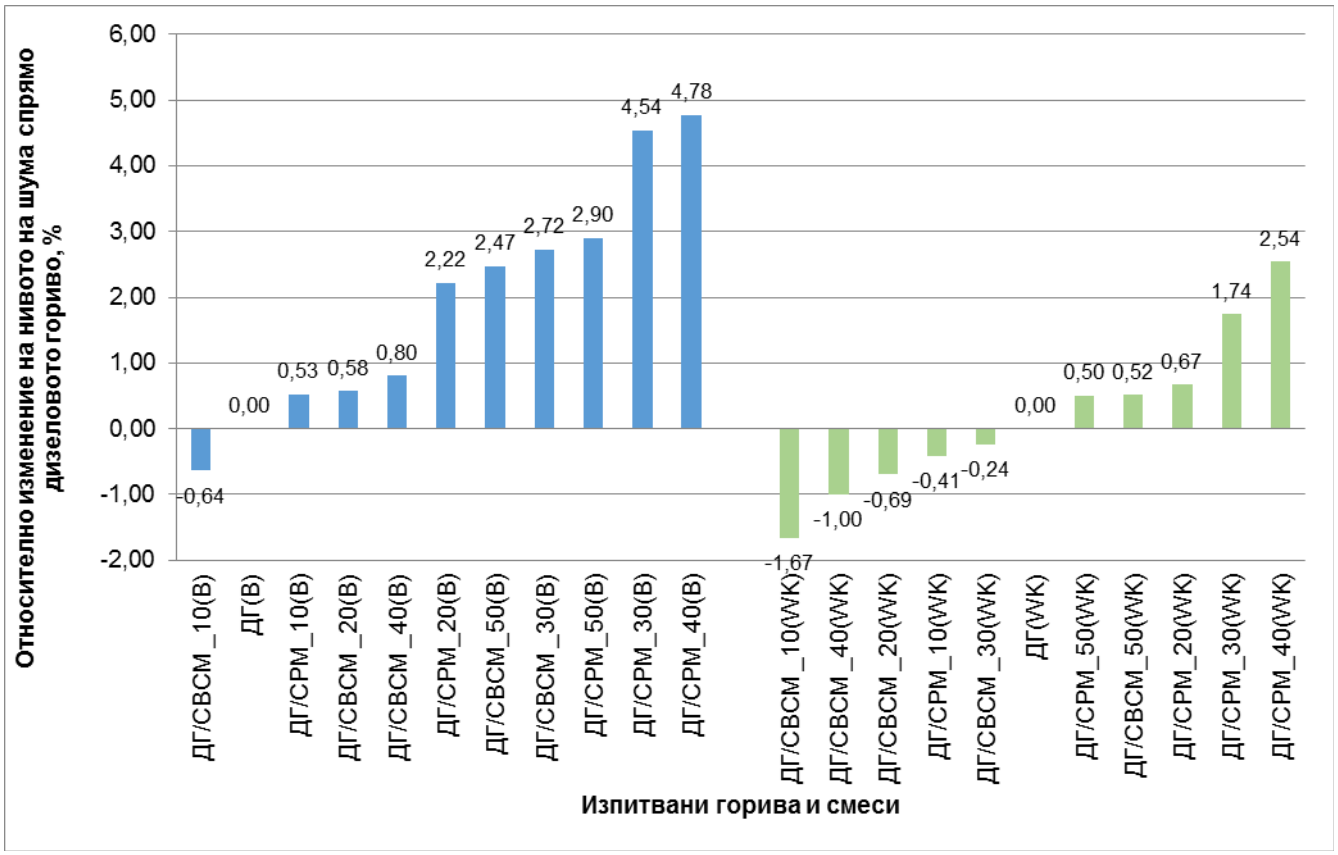
Фиг 3. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при първа степен на ИЦ (С1_1) в основната (В) и вихровата камера (WK).



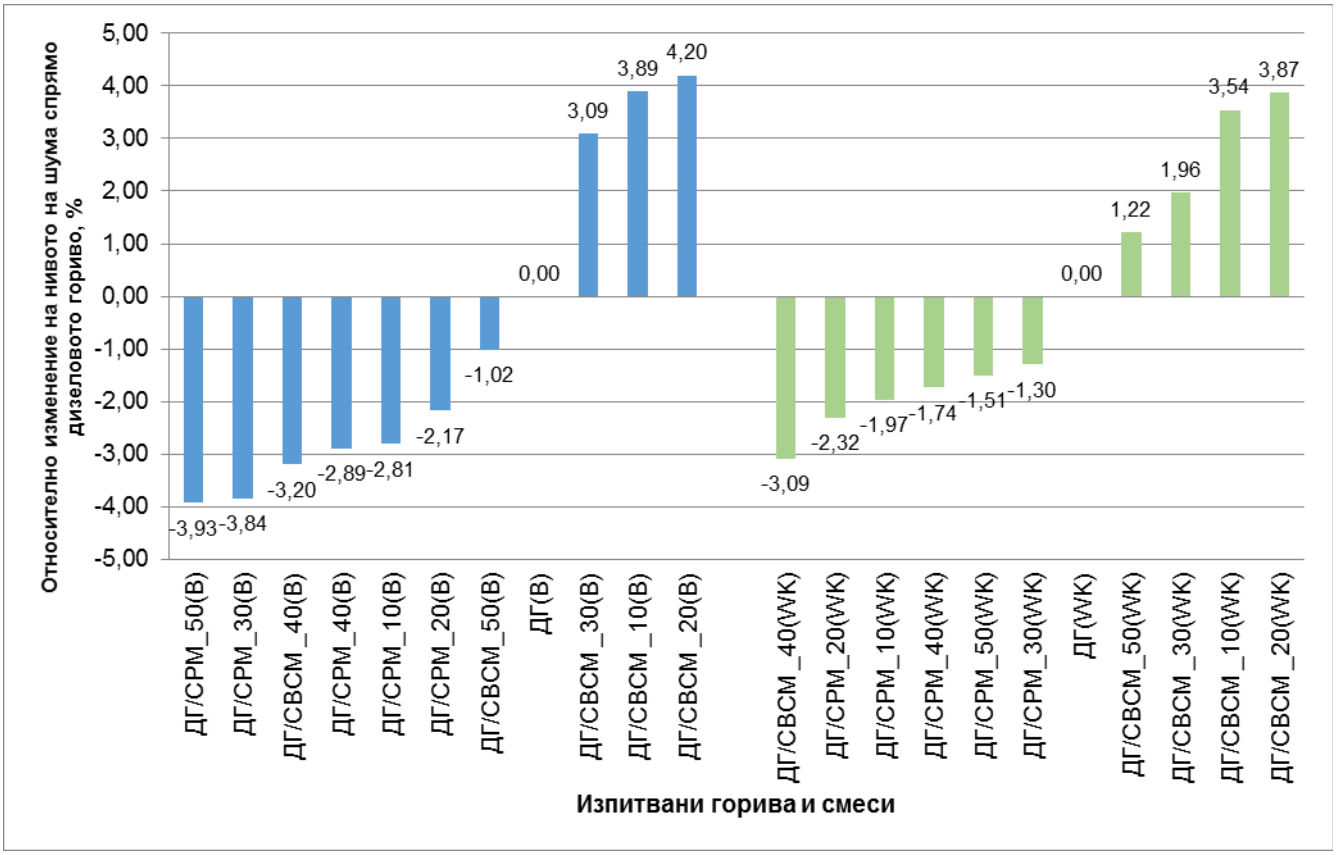
Фиг. 4. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при втора степен на ИЦ (С1_2) в основната (В) и вихровата камера (WK).



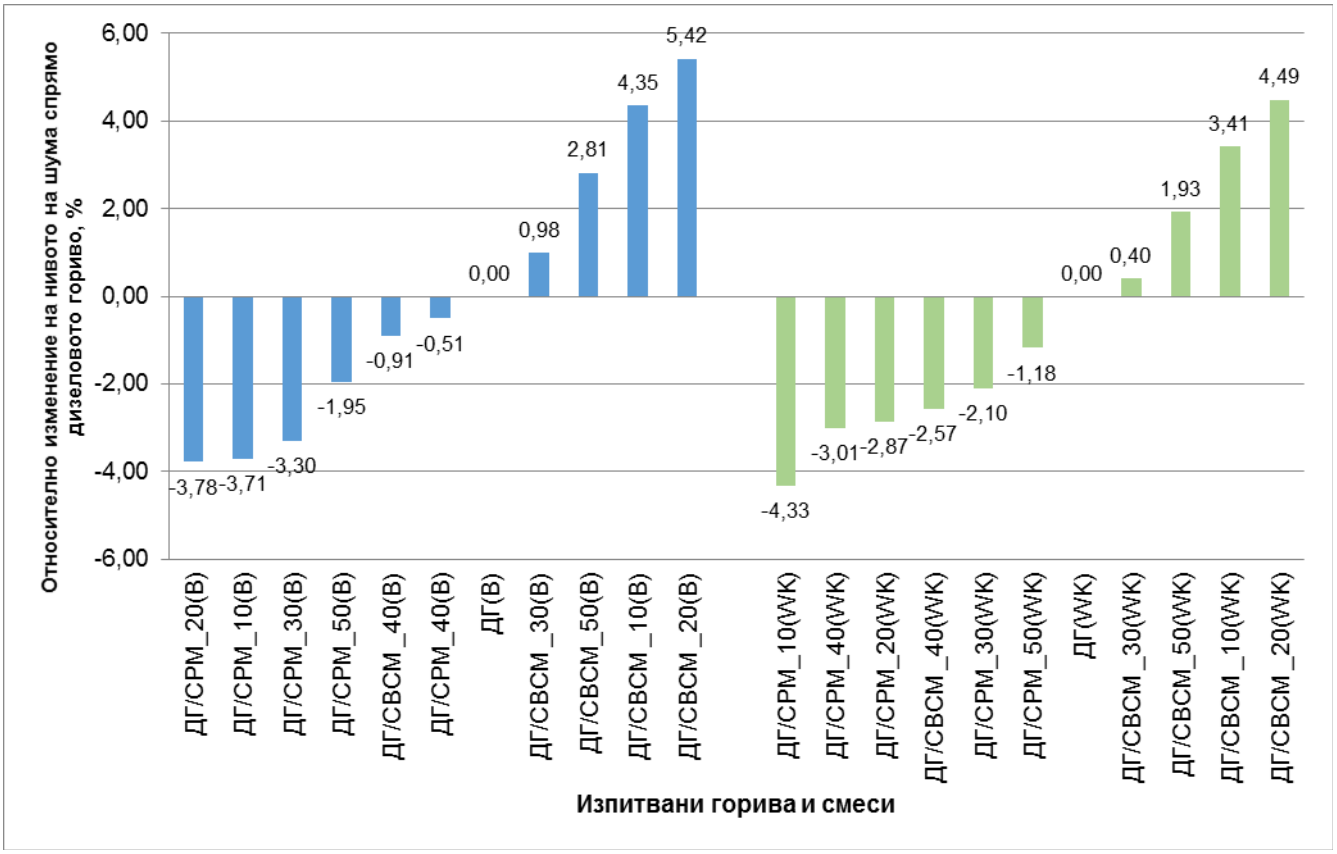
Фиг. 5. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при трета степен на ИЦ (С1_3) в основната (В) и вихровата камера (WK).



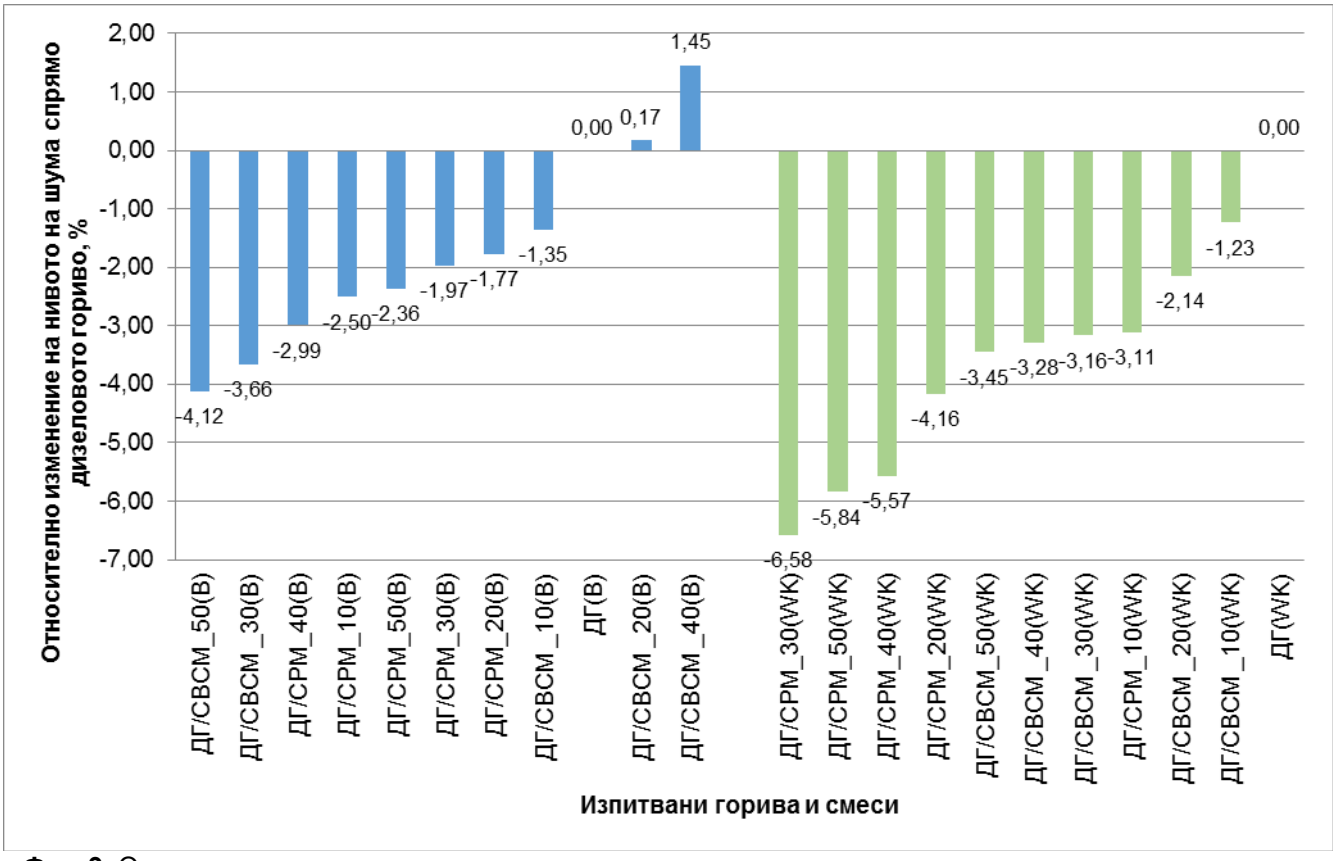
Фиг. 6. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при четвърта степен на ИЦ (С1_4) в основната (В) и вихровата камера (WK).



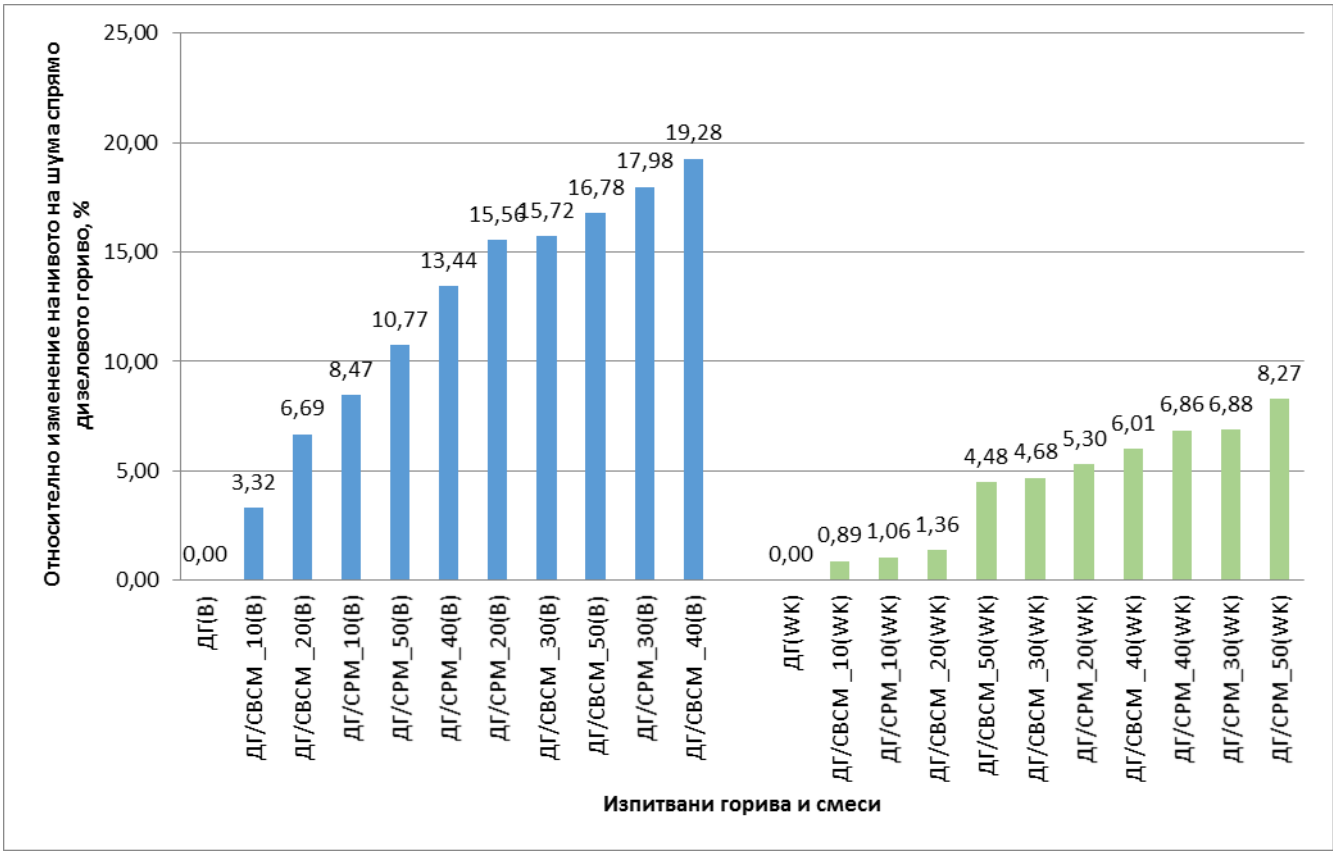
Фиг. 7. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при пета степен на ИЦ (С1_5) в основната (В) и вихровата камера (WK).



Фиг. 8. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при шеста степен на ИЦ (С1_6) в основната (В) и вихровата камера (WK).



Фиг. 9. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при седма степен на ИЦ (С1_7) в основната (В) и вихровата камера (WK).



Фиг. 10. Относително изменение на нивото на шума при използване на различни горивни смеси спрямо дизеловото гориво при осма степен на ИЦ (С1_8) в основната (В) и вихровата камера (WK).

Резултатите от сравнителният анализ на относителното изменение на нивото на шума от работния цикъл спрямо дизеловото гориво в основната и вихровата камера на дизелов двигател при работа с различни смеси на биогорива с конвенционално гориво са основание да се направят следните изводи:

- най-голямо намаление на нивото на шума спрямо дизеловото гориво се наблюдава при работа със смес ДГ/СРМ_30(WK) - (-6,58%), следвано от ДГ/СРМ_50(WK) - (-5,84%) и ДГ/СРМ_40(WK) - (-5,57%) при седма степен на изпитателния цикъл (С1_7);
- най-голямо увеличаване на нивото на шума се получава при работа на празен ход за всички смеси в сравнение с конционалното дизелово гориво;
- нивото на шум в основната камера е най-високо при използване на смес със студенопресовано рапицово масло (ДГ/СРМ_50) при максимална честота на въртене (С1_2);
- нивото на шум във вихровата камера е най-високо отново при работа със смес на студенопресовано рапицово масло (ДГ/СРМ_30), но при средна честота на въртене (С1_7).
- при работа на празен ход за всички горивни смеси със изпитваните растителни масла нивото на шум е по-високо от това при дизеловото гориво;
- едновременно намаляване на шума за основната и вихровата камера се наблюдава най-често при използване на горивни смеси със студенопресовано рапично масло.
- при работа със смес от студенопресовано високоолеиново слънчогледово масло най-често се наблюдава едновременно увеличаване на нивата на шум и в двете камери (основна и вихрова).
- не се наблюдава пряка зависимост на увеличените нива на шума и високите стойности на кинематичния вискозитет и ниските стойности на цетановото число при всички горивни смеси в сравнение с конвенционалното дизелово гориво.

3. Заключение

Не е установена пряка зависимост между процентното съдържание на растително масло в дизеловото гориво и нивото на шум от работния цикъл при всички смеси. Ето защо е необходимо да се проведат допълнителни проучвания за изследване на влиятието на различни параметри върху изследвания показател като:

- максимално налягане в цилиндъра;
- период на задържане на самовъзпламеняването и др.

В следващите статии от поредицата ще бъдат описани резултатите от тези проучвания и техният сравнителен анализ.

Литература

1. Evtimova, M. Combustion born noise level of a diesel engine, powered by various fuels. XXIII technical and scientific conference ECO Varna. Varna, 2017.
2. Evtimova-Misheva, Miryana. Vazmozhnosti za izpolzvane na slanchogledovoto maslo kato alternativno gorivo za dizelovite dvigareli v Bulagaria. Disertatsiya za pricazhdane na obrazovatelna I nauchna stepen “doctor”. Sofia, TU-Sofia, 2006.

За контакти: Ass. PhD Eng. Miryana Evtimova, University of transport “Todor Kableshkov”, Department “Transport engeneering”, 158 Geo Milev Str., Sofia, Bulgaria, 0035929709-366, e-mail: mevtimova@vtu.bg.

Докладът е рецензиран.

ЗАВИСИМОСТ НА НИВОТО НА ШУМ ОТ ПАРАМЕТРИТЕ НА РАБОТНИЯ ПРОЦЕС НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ ПРИ РАБОТА С РАЗЛИЧНИ ГОРИВА

Миряна Евтимова

INFLUENCE OF THE PARAMETERS OF THE WORKING PROCESS ON THE NOISE LEVEL OF A DIESEL ENGINE POWERED BY VARIOUS FUELS

Miryana Evtimova

Abstract. The main objective of the current report is to analyze the influence of the working process parameters on the noise level of a diesel engine powered by various fuels. More precisely, the influence of the maximal pressure in the cylinder on the noise level has been investigated while the engine was powered by diesel, biodiesel, raps oil and sunflower oil under the test cycle ISO 8178. The results obtained did not allow establishing unambiguous relation between the maximal pressure in cylinder and noise levels in the swirl chamber and cylinder. It means that additional investigations should be carried out focusing on other working process parameters as well. The study is a part of a series of articles dedicated to the noise level analysis. These levels will be evaluated regarding to the ecological aspects of the noise pollution.
Keywords: Noise, maximal pressure, biodiesel, raps oil, sunflower oil, diesel.

1. Въведение

Използването на биогоривата като алтернативни на конвенционалните налага изследване на екологичните показатели на двигателите при работа с тях. В предишните публикации [1, 2], изследващи нивото на шума бе установено, че е необходимо да бъде проведено проучване на влиянието на параметрите на работния процес върху шума от работа на двигателя. В тази работа ще бъдат представени експериментални резултати от изпитване на дизелов двигател при работата му с алтернативни възобновяеми горива и конвенционално гориво и зависимостта на нивото на шум от максималното налягане в цилиндъра.

2. Изложение

Както вече бе отбелязано, шумът от работния процес при двигателите с вътрешно горене маже условно да се раздели на директен и индиректен [1]. Анализът на експериментални зависимости на шума от показателите на динамичност на работния цикъл показва, че при вихровокамерните двигатели нивото на шум зависи главно от максималното налягане на цикъла [3]. Ето защо, изследването на тази зависимост при използване на различни горива представлява интерес и ще бъде представено по-нататък.

Обект, горива, апаратура и изпитателен цикъл, използвани при изследването

За изпитването е използван изпитателен цикъл С1 “Извънпътни превозни средства и индустриално обзавеждане, задвижвани от ДД” (включително и самоходни селскостопански машини – трактори), проведен при условията на стандарт БДС EN ISO 8178:2003. Конкретните стойности за Deutz F3L912W са дадени в таблица 2 [4].

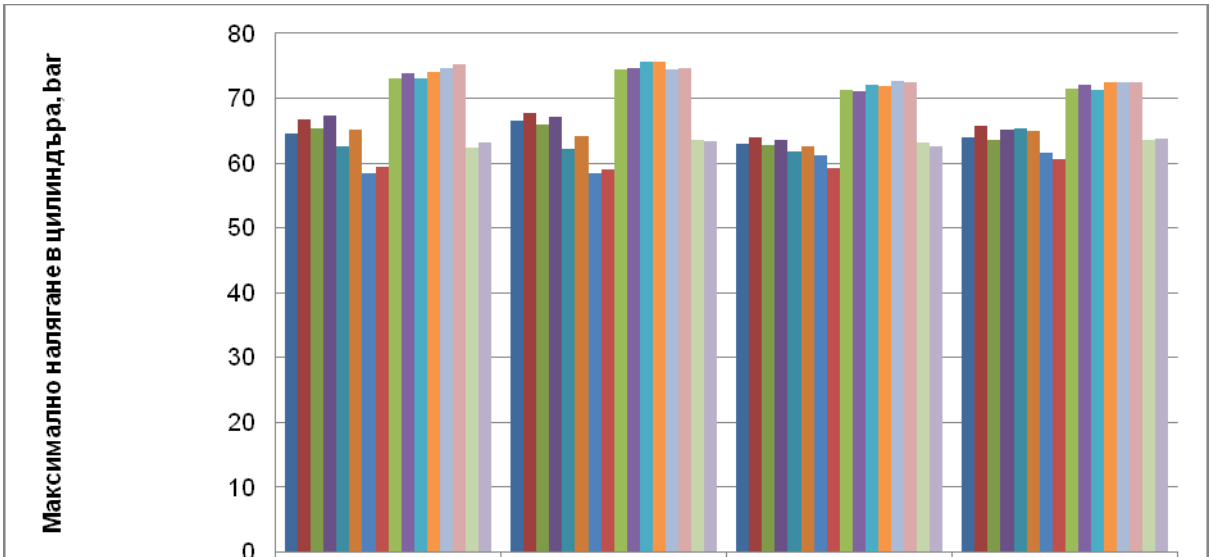
В настоящата статия са представени резултатите за максималното налягане на цикъла при работа на двигателя с конвенционално дизелово гориво (ДГ), биодизелово гориво (БДГ), биогориво от студенопресовано рапицово масло (СРМ) и биогориво от студенопресовано високоолеиново слънчогледово масло (СВСМ) и е анализирано влиянието им върху нивото на шума.

Таблица 2. Параметри на изпитателните степени от цикъл С1 на БДС EN ISO 8178:2003 [4].

Номер на степента	C1_1	C1_2	C1_3	C1_4	C1_5	C1_6	C1_7	C1_8
Честота на въртене, min^{-1}	2250				1550			675
Въртящ момент, Nm	137	103	69	14	149	114	76	0

Резултати от изпитването

На фигура 1 и на фигура 2 са представени резултатите от измерването на максималното налягане в цилиндъра на двигателя при работа с различни горива при условията на изпитателния цикъл.

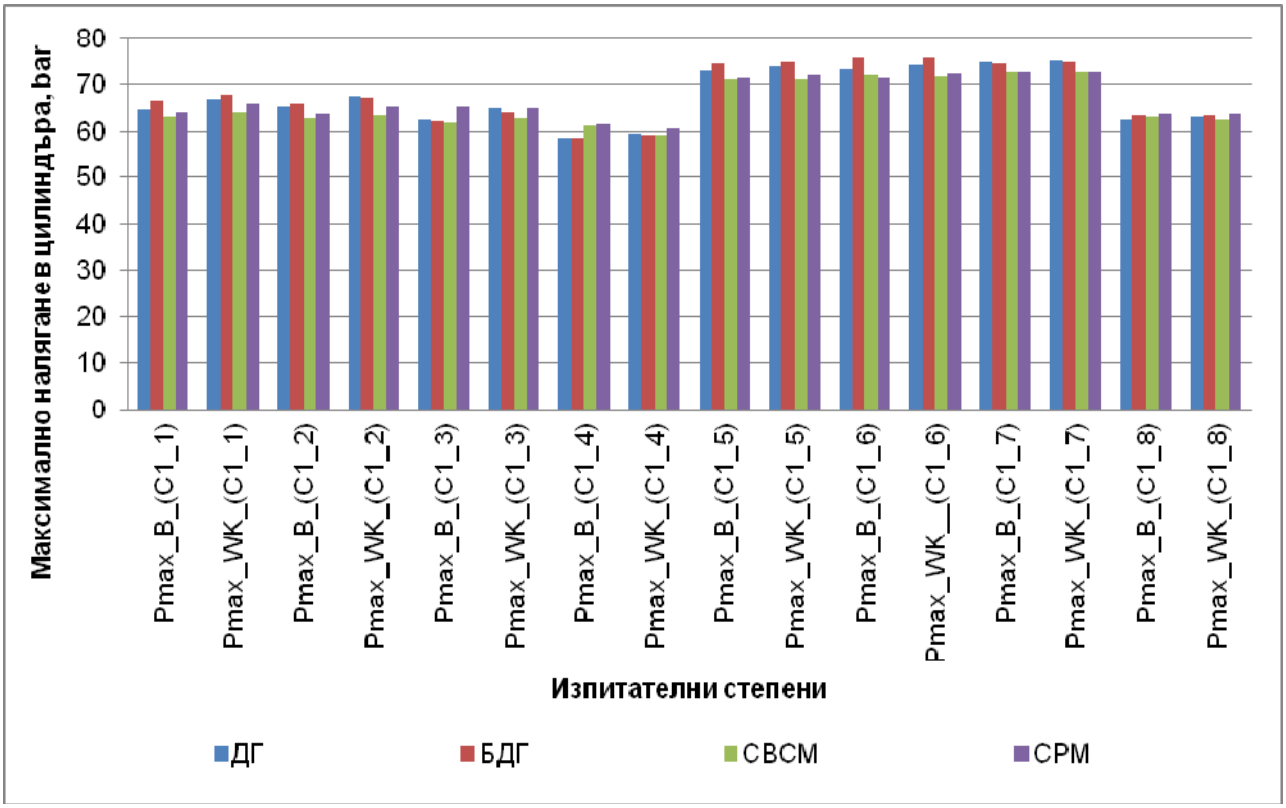


	ДГ	БДГ	СВСМ	СРМ
Pmax_B (C1_1)	64,533	66,528	63,029	63,988
Pmax_WK (C1_1)	66,808	67,647	63,976	65,691
Pmax_B (C1_2)	65,268	65,909	62,754	63,604
Pmax_WK (C1_2)	67,357	67,185	63,523	65,208
Pmax_B (C1_3)	62,549	62,167	61,861	65,346
Pmax_WK (C1_3)	65,065	64,142	62,631	64,999
Pmax_B (C1_4)	58,496	58,372	61,167	61,638
Pmax_WK (C1_4)	59,370	59,116	59,173	60,605
Pmax_B (C1_5)	72,987	74,454	71,208	71,429
Pmax_WK (C1_5)	73,834	74,710	71,006	72,009
Pmax_B (C1_6)	73,113	75,664	72,028	71,361
Pmax_WK (C1_6)	74,113	75,717	71,828	72,399
Pmax_B (C1_7)	74,606	74,393	72,712	72,458
Pmax_WK (C1_7)	75,199	74,681	72,465	72,548
Pmax_B (C1_8)	62,463	63,490	63,226	63,666
Pmax_WK (C1_8)	63,149	63,452	62,568	63,715

Фиг. 1. **Максимално налягане в цилиндъра за основната камера (B) и вихровата камера (WK) при работа с различни горива за осемте степени на изпитателния цикъл.**

Анализът на резултатите, представени на фигура 1 показва, че за всички изпитвани горива максималното налягане в цилиндъра и в основната (B) и във вихровата камера (WK) е с по-високи стойности при средните обороти на изпитателния цикъл (2250 min^{-1}). Освен това, с увеличаване на натоварването се увеличава и максималното налягане.

Най-високи стойности на максималното налягане се наблюдават при работа с биодизеловото гориво (фигура 2), следвано от студенопресованото високоолеиново слънчогледово масло и студенопресованото рапицово масло. При междинната честота на въртене на коляновия вал (изпитателни степени: C1_5, C1_6, C1_7) използването на растителни масла води до по-ниски стойности на максималното налягане както в основната, така и във вихровата камера, в сравнение с конвенционалното и биодизеловото гориво.



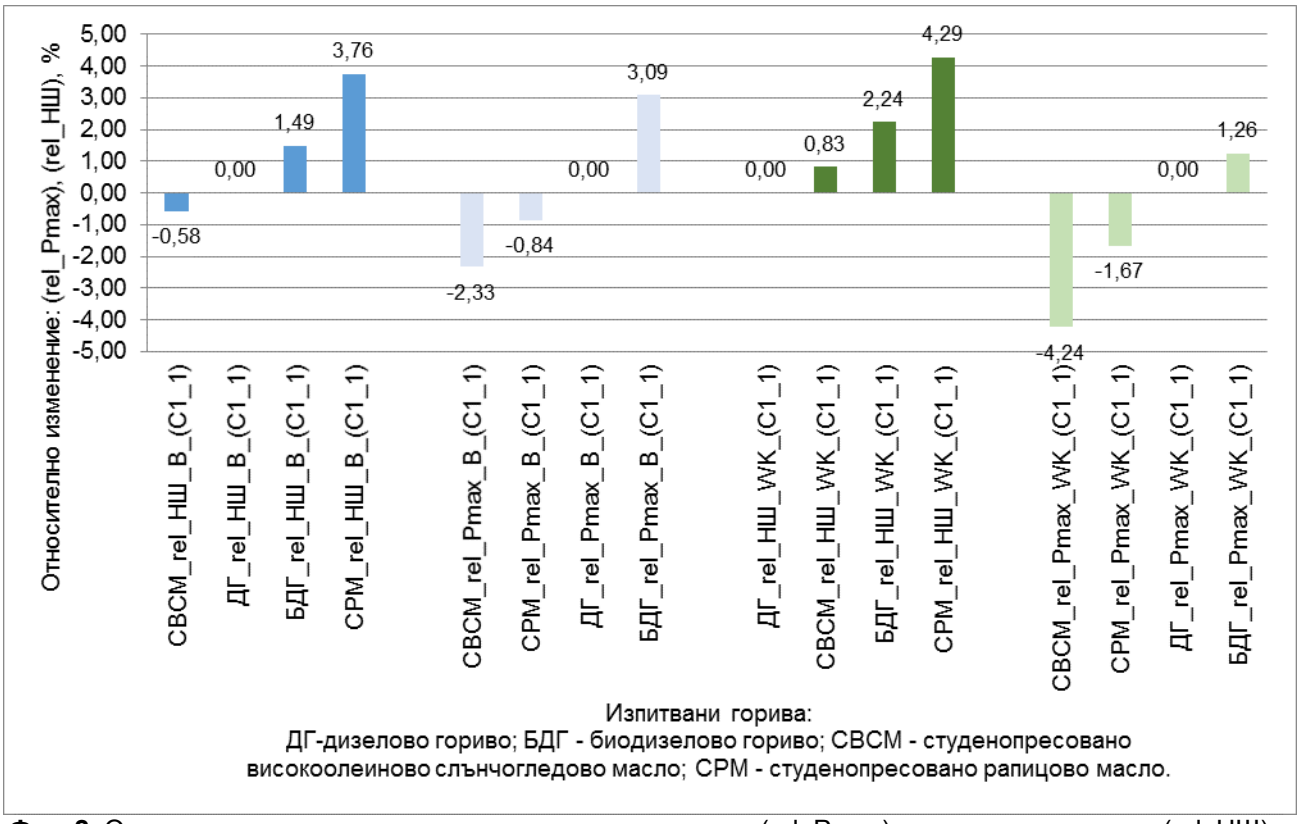
Фиг. 2. **Максимално налягане в цилиндъра за основната камера (B) и вихровата камера (WK) при изпитателните степени от цикъла при работа с различни горива.**

Сравнителен анализ на резултатите от изпитването

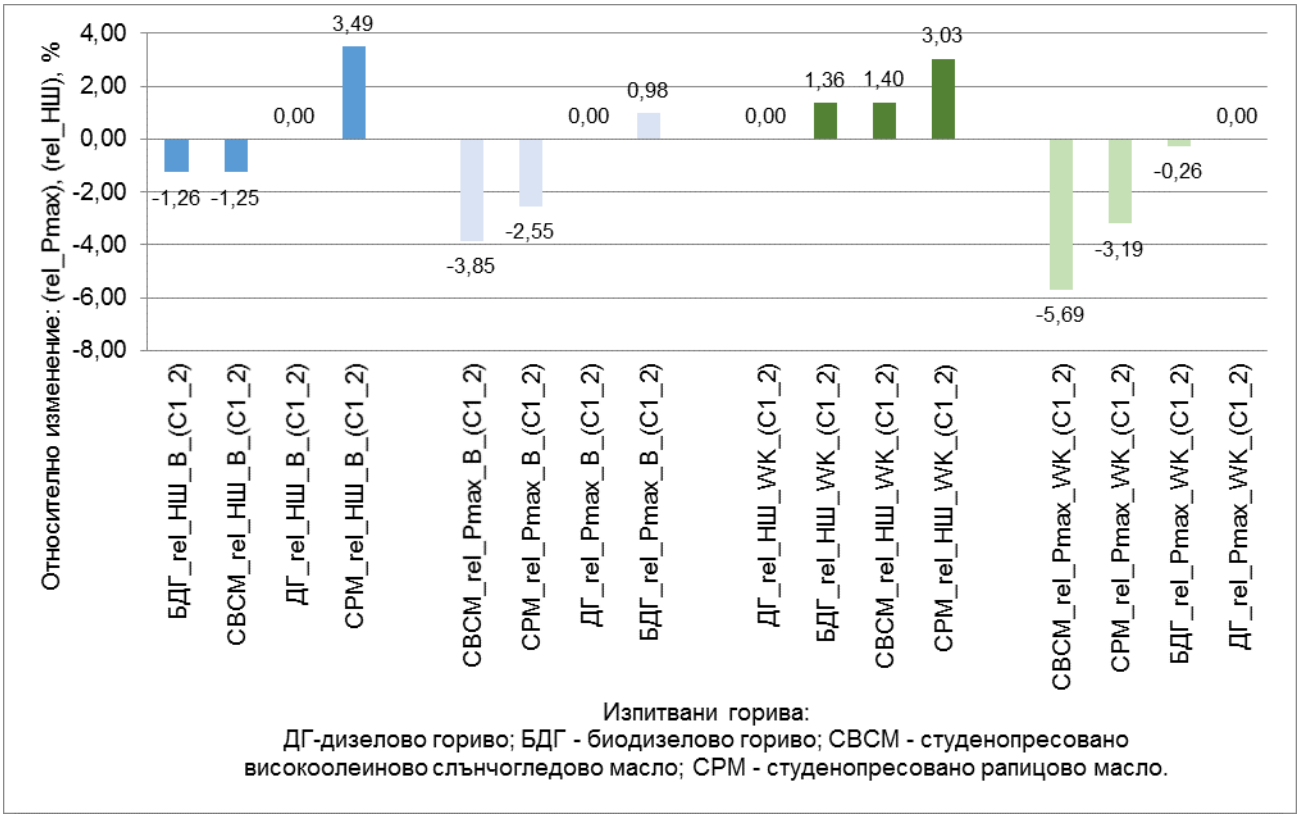
При сравнителния анализ на резултатите от изпитването е определено относителното изменение на максималното налягане в цилиндъра и нивото на шума при използването на различни горива от растителен произход по отношение на конвенционалното дизелово гориво. За всяка степен на изпитателният цикъл са представени резултатите за относителните стойности на двата показателя на фигура 3 до фигура 10.

Въз основа на сравнителният анализ на относителното изменение на максималното налягане и нивото на шума в цилиндъра на двигателя при работа с алтернативни горива спрямо дизелово гориво могат да се направят следните изводи:

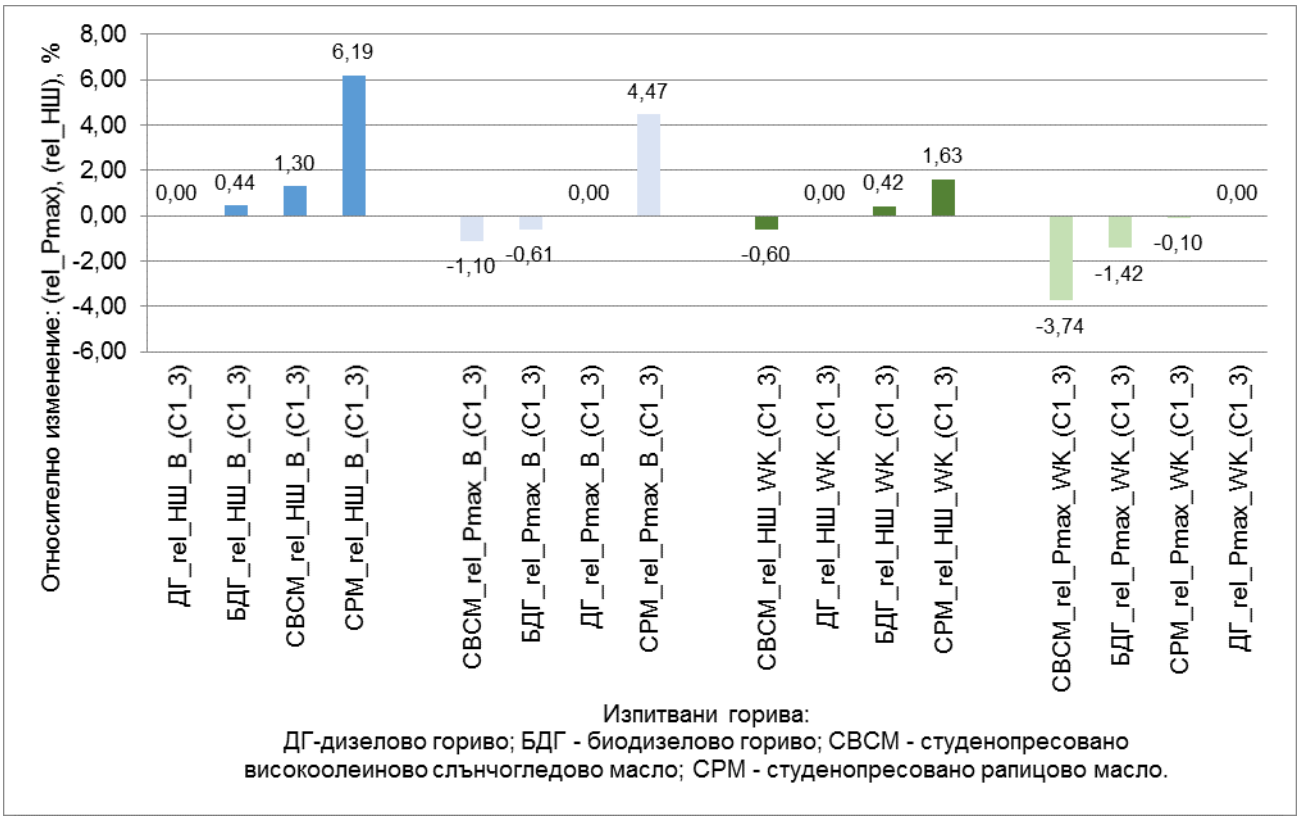
- Намаляване на нивото на шума при намаляване на максималното налягане се наблюдава само при две от изпитваните горива: студенопресовано високоолеиново слънчогледово масло (СВСМ_rel_НШ_B_(C1_1)), (СВСМ_rel_НШ_B_(C1_2)), (СВСМ_rel_НШ_WK_(C1_3)) и биодизелово гориво (БДГ_rel_НШ_B_(C1_4)), (БДГ_rel_НШ_WK_(C1_4)), (БДГ_rel_НШ_B_(C1_7)), (БДГ_rel_НШ_WK_(C1_7)).
- Намаляване на нивото на шума при увеличени стойности на максималното налягане се реализира само в два случая: в основната камера при използване на биодизелово гориво (БДГ_rel_НШ_B_(C1_2)) и във вихровата камера при използване на студенопресовано рапицово масло (СРМ_rel_НШ_WK_(C1_3)).
- Увеличаване на нивото на шума заедно с увеличаване на маскималното налягане се наблюдава при всички изпитвани алтернативни горива: в основната камера за СРМ (СРМ_rel_НШ_B_(C1_3)), (СРМ_rel_НШ_B_(C1_4)) и (СРМ_rel_НШ_B_(C1_8)); за СВОСМ (СВСМ_rel_НШ_B_(C1_3)), (СВСМ_rel_НШ_B_(C1_4)) и (СВСМ_rel_НШ_B_(C1_8)); за БДГ (БДГ_rel_НШ_B_(C1_8)); във вихровата камера за СРМ (СРМ_rel_НШ_WK_(C1_4)) и (СРМ_rel_НШ_WK_(C1_8)) и за БДГ



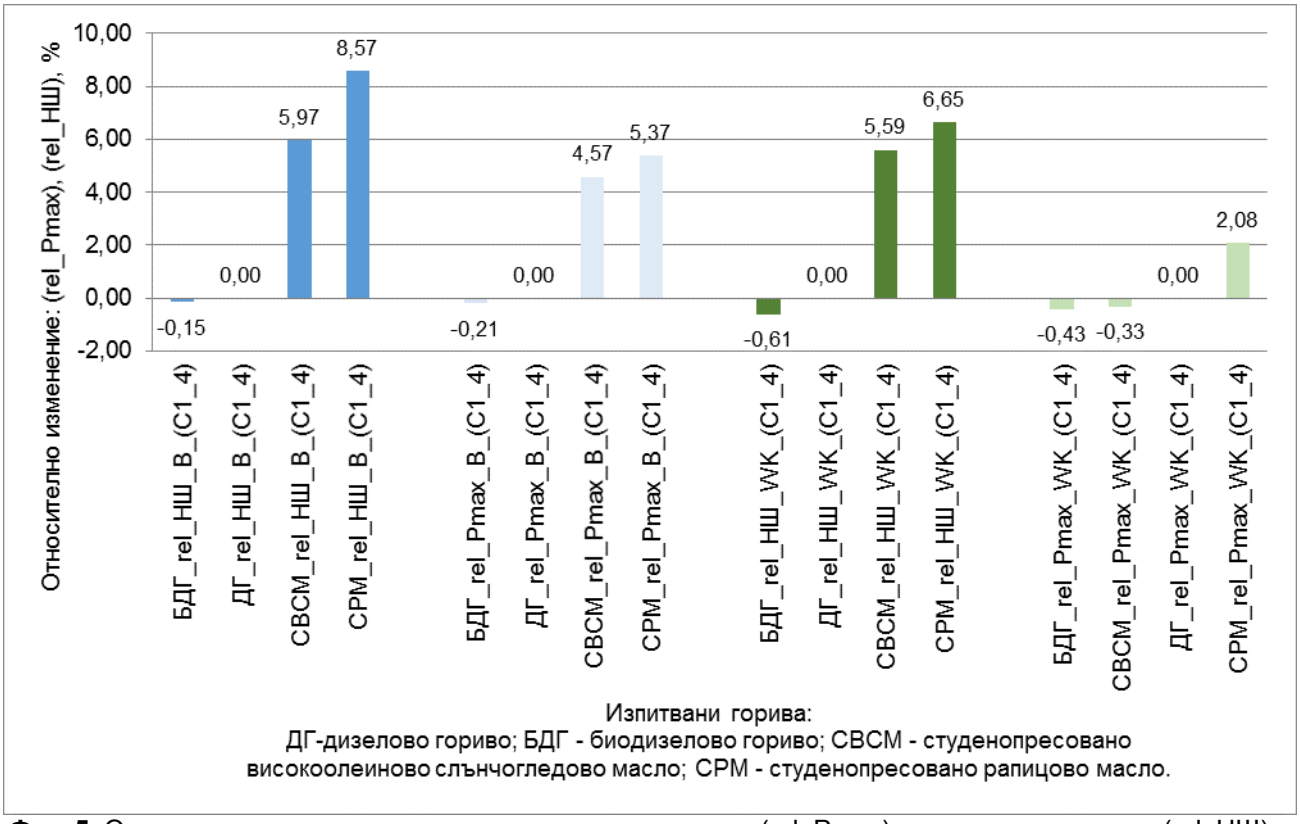
Фиг. 2. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (В – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за първа степен на изпитателния цикъл (С1_1).



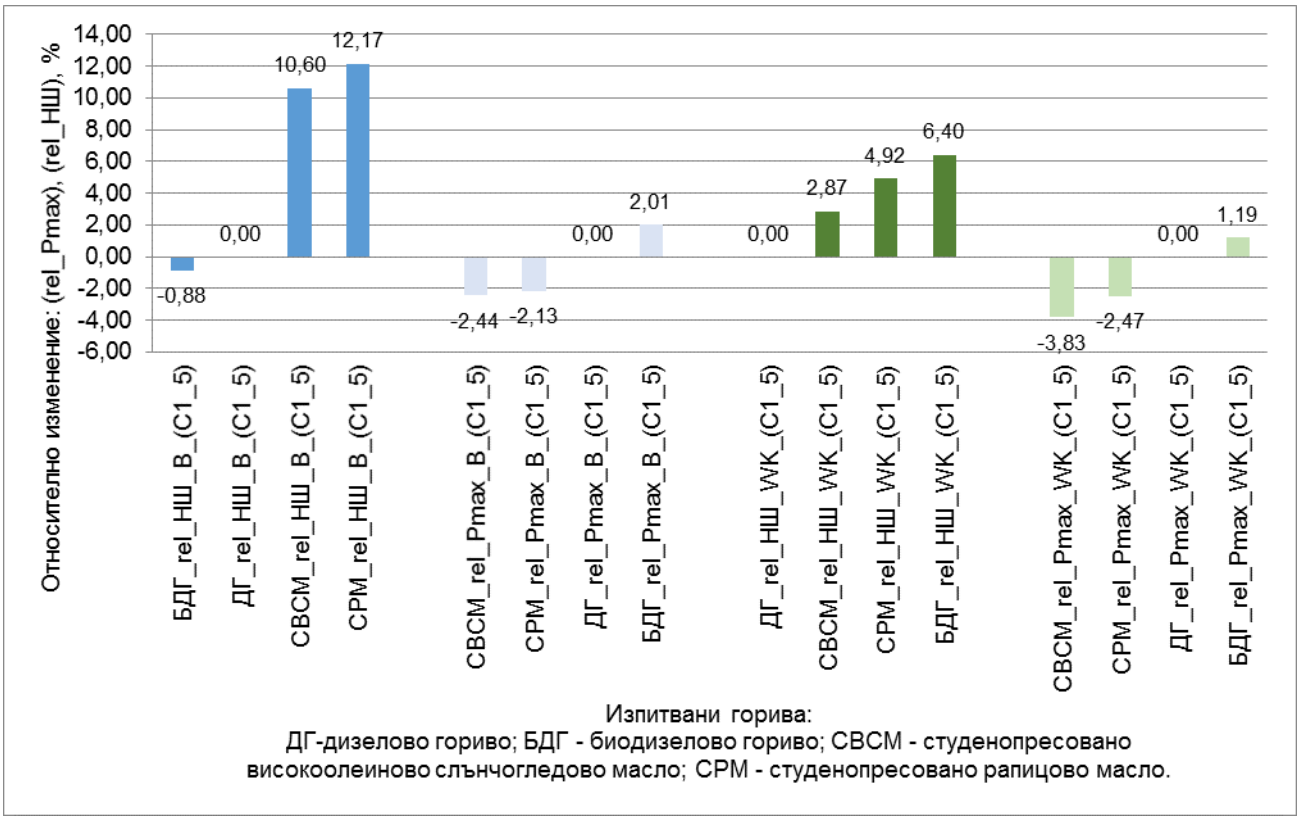
Фиг. 3. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (В – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за втора степен на изпитателния цикъл (С1_2).



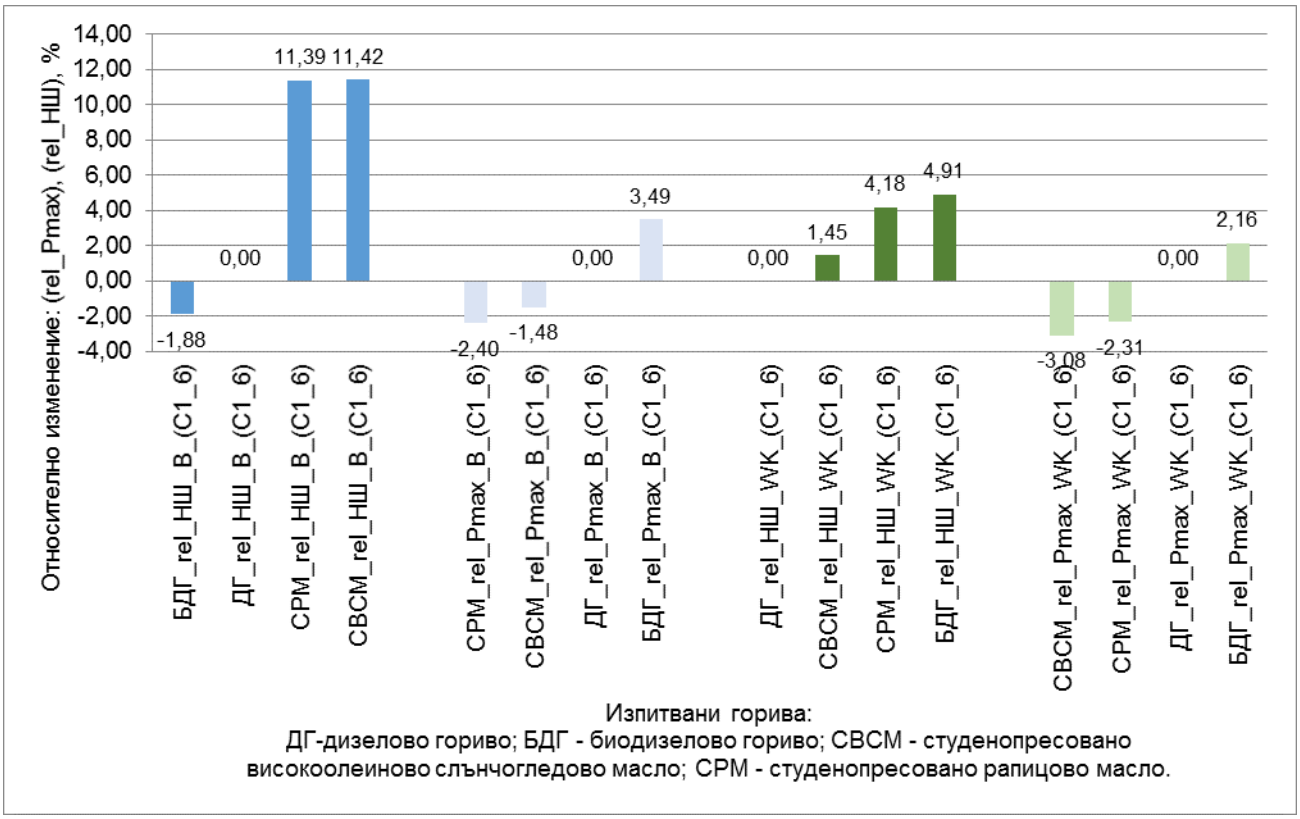
Фиг. 4. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (B – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за трета степен на изпитателния цикъл (C1_3).



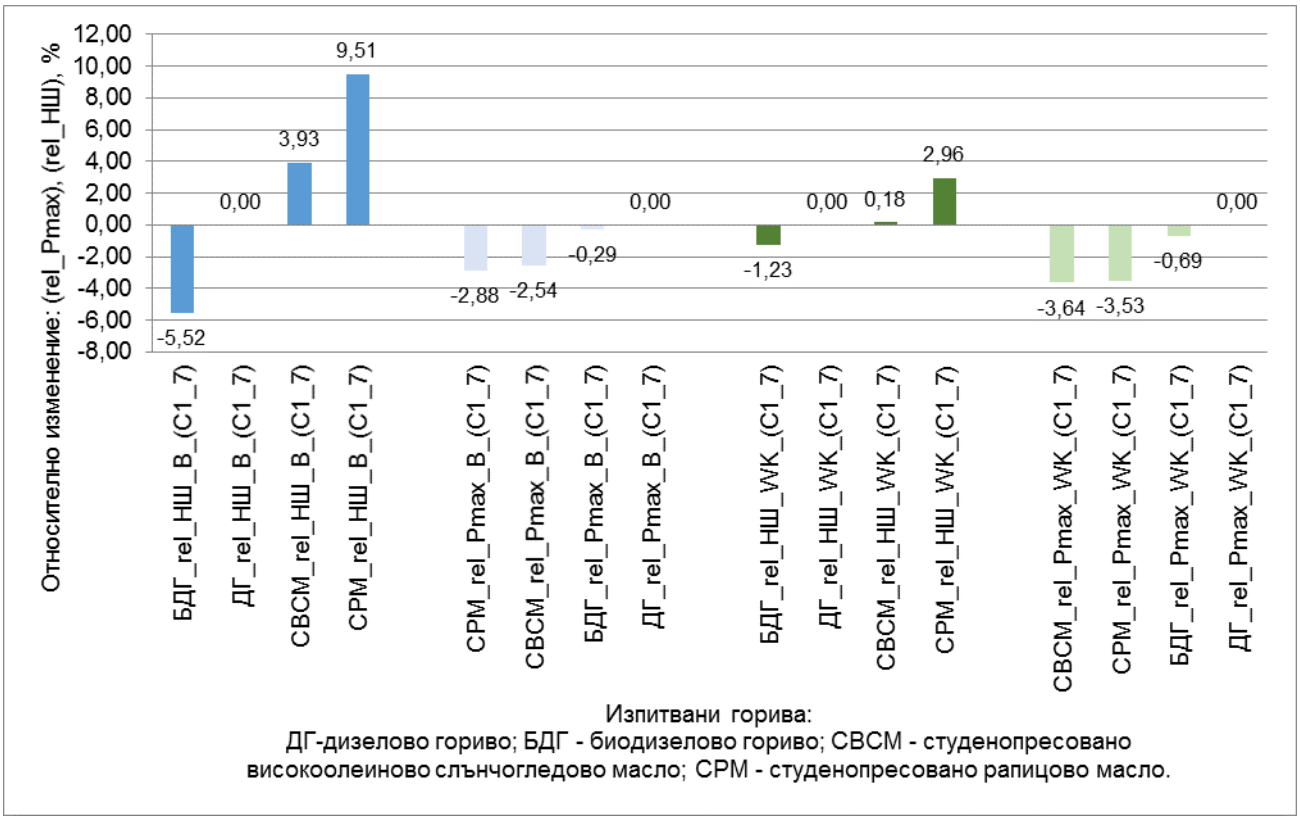
Фиг. 5. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (B – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за четвърта степен на изпитателния цикъл (C1_4).



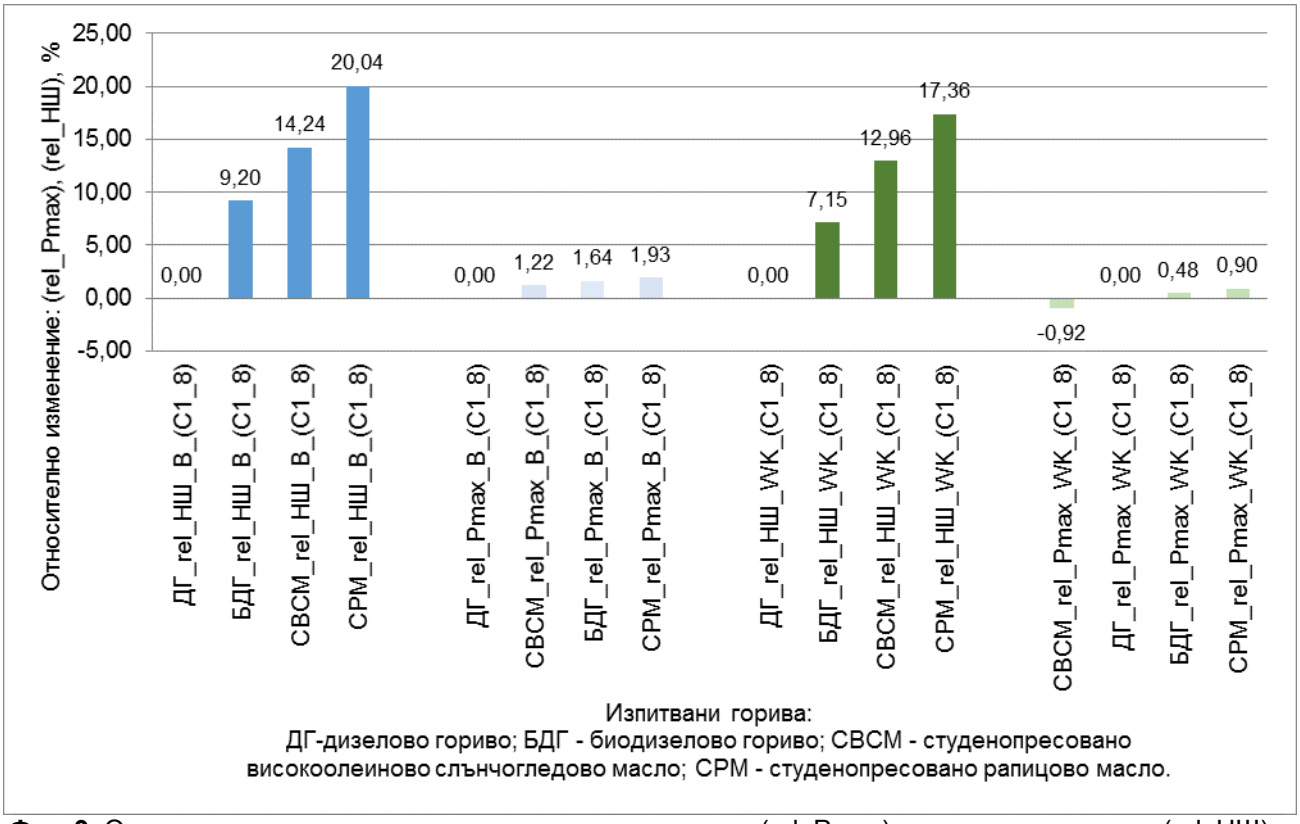
Фиг. 6. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (В – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за пета степен на изпитателния цикъл (С1_5).



Фиг. 7. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (В – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за шеста степен на изпитателния цикъл (С1_6).



Фиг. 8. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (В – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за седма степен на изпитателния цикъл (С1_7).



Фиг. 9. Относително изменение на максималното налягане (rel_Pmax) и на нивото на шума (rel_НШ) в цилиндъра (В – основна камера, WK – вихрова камера) при работа с различни горива спрямо дизеловото гориво за осма степен на изпитателния цикъл (С1_8).

(БДГ_rel_НШ_WK_(C1_1)), (БДГ_rel_НШ_WK_(C1_5)), (БДГ_rel_НШ_WK_(C1_6)) и (БДГ_rel_НШ_WK_(C1_8)).

- Увеличаване на нивото на шума въпреки намалени стойности на максималното налягане се наблюдава при всички изпитателни степени и горива както в основната, така и във вихровата камера. Единствено при използване на студенопресованото рапицово масло този диспропорция се получава едновременно и за основната и вихровата камера при пет от осемте степени на изпитателния цикъл (C1_1, C1_2, C1_5, C1_6 и C1_8). При работа със СВСМ се получава при две степени на цикъла (C1_5 и C1_6). За биодизеловото гориво това се наблюдава само при трета степен (C1_3), а във втора степен е само във вихровата камера (C1_2).
- При нито една от изпитателните степени не се наблюдава едновременно увеличение, респективно намаление на нивото на шума едновременно в основната и във вихровата камера при използване на различните горива, пропорционално на съответното изменение на максималното налягане в цилиндъра на двигателя.

3. Заключение

Увеличаването на максималното налягане в цилиндъра води до увеличаване на нивото на шума в повечето случаи при работа с алтернативни горива от растителен произход. Въпреки това не може да се установи пряка зависимост между двата показателя, поради наличието на обратната зависимост: при намалени стойности на максималното налягане се наблюдава увеличаване на шума. Освен това не се наблюдава пропорционална зависимост между двата показателя едновременно за основната и вихровата камера в преобладаващата част от изпитвани горива и съответните изпитателни степени.

Ето защо е необходимо изследване на влиянието на други параметри на работния процес върху нивото на шум при работа с биогорива. Това изследване е представено в следващата статия от поредицата.

Литература

1. Evtimova, M. Combustion born noise level of a diesel engine, powered by various fuels. XXIII technical and scientific conference ECO Varna. Varna, 2017.
2. Evtimova, M. Noise level, gemerated by the working cycle of a diesel engine, powered by biofuels and conventional fuel blends. XXIII technical and scientific conference ECO Varna. Varna, 2017.
3. Dimitrov, A. and all. Ekologichni harakteristiki na DVG I avtomobilite. TU-Varna, 2006.
4. Evtimova-Misheva, Miryana. Vazmozhnosti za izpolzvane na slanchogledovoto maslo kato alternativno gorivo za dizelovite dvigareli v Bulagaria. Disertatsiya za pricazhdane na obrazovatelna I nauchna stepen “doctor”. Sofia, TU-Sofia, 2006.

За контакти: Ass. PhD Eng. Miryana Evtimova, University of transport “Todor Kableshkov”, Department “Transport engeneering”, 158 Geo Milev Str., Sofia, Bulgaria, 0035929709-366, e-mail: mevtimova@vtu.bg.

Докладът е рецензиран.

ВЛИЯНИЕТО НА ПЕРИОДА НА ЗАДЪРЖАНЕ НА САМОВЪЗПЛАМЕНЯВАНЕ ВЪРХУ НИВОТО НА ШУМ ОТ РАБОТНИЯ ПРОЦЕС НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ ПРИ РАБОТА С РАЗЛИЧНИ ГОРИВА

Миряна Евтимова

INFLUENCE OF THE IGNITION DELAY ON THE NOISE LEVEL OF A DIESEL ENGINE POWERED BY VARIOUS FUELS

Miryana Evtimova

Abstract. The influence of the parameters of the working process on the noise level of a diesel engine powered by various fuels is the object of a series of articles. Especially, in this paper the influence of the ignition delay on the noise level of a diesel engine powered by conventional diesel and alternative biodiesel, raps oil and sunflower oil under the test cycle ISO 8178 is investigated. The results of the comparative analyzis show that only when using biodiesel the reciprocal dependence is observed, i.e. decreasing of the noise level by decreasing ignition delay. The most significant influence of the ignition delay on the noise level is observed when using biodiesel.
Keywords: Noise, maximal pressure, biodiesel, raps oil, sunflower oil, diesel.

1. Въведение

Добре известно е, че времето от началото на подаване на гориво в цилиндъра до началото на самовъзпламеняването, след което започва рязко нарастване на температурата и налягането, представлява период на задържане на самовъзпламеняването. През този период се извършват два вида процеси:

- физични: нагряване на капките, изпаряване на горивото, смесване на парите с въздуха и подгряването им до температурата на самовъзпламеняване;
- химични: предпламъкови окислителни реакции, образуване и натрупване на активни продукти на непълното окисление, отделяне на топлина и др.

От продължителността на периода на задържане на самовъзпламеняването (ПЗС) зависи каква част от цикловото количество гориво ще постъпи в горивната камера до началото на горенето. След самовъзпламеняването, това гориво бързо изгаря и от количеството му зависи скоростта, с която нараства налягането в цилиндъра. Тази скорост отпределя твърдостта на работа на двигателя. Същевременно, процесите извършващи се през този период са свързани и с физикохимичните свойства на използваните горива и с нивата на излъчвания шум. Ето защо ще бъде изследвана зависимостта на шума от периода на задържане на самовъзпламеняването при работа с различни горива.

2. Изложение

Фактори, влияеши върху периода на задържане на самовъзпламеняването.

Директният шум от работния цикъл при дизеловите двигатели зависи от количеството изпарено гориво през периода на задържане на самовъзпламеняването. Основните фактори, които определят количеството на изпареното гориво през този период са следните [1]:

- начало на впръскването;
- смесообразуване;
- физикохимични свойства и елементен състав на горивото;
- локално въздушно отношение;
- температура и налягане в горивната камера.

В рамките на една статия не е възможно да се представи комплексното влияние на гореописаните фактори. Ето защо ще бъде изследвано наличието или не на пряка корелация между нивото на шум и периода на задържане на самовъзпламеняването (измерен в градуси от ъгъла на завъртане на коляновия вал, ^{0}КВ).

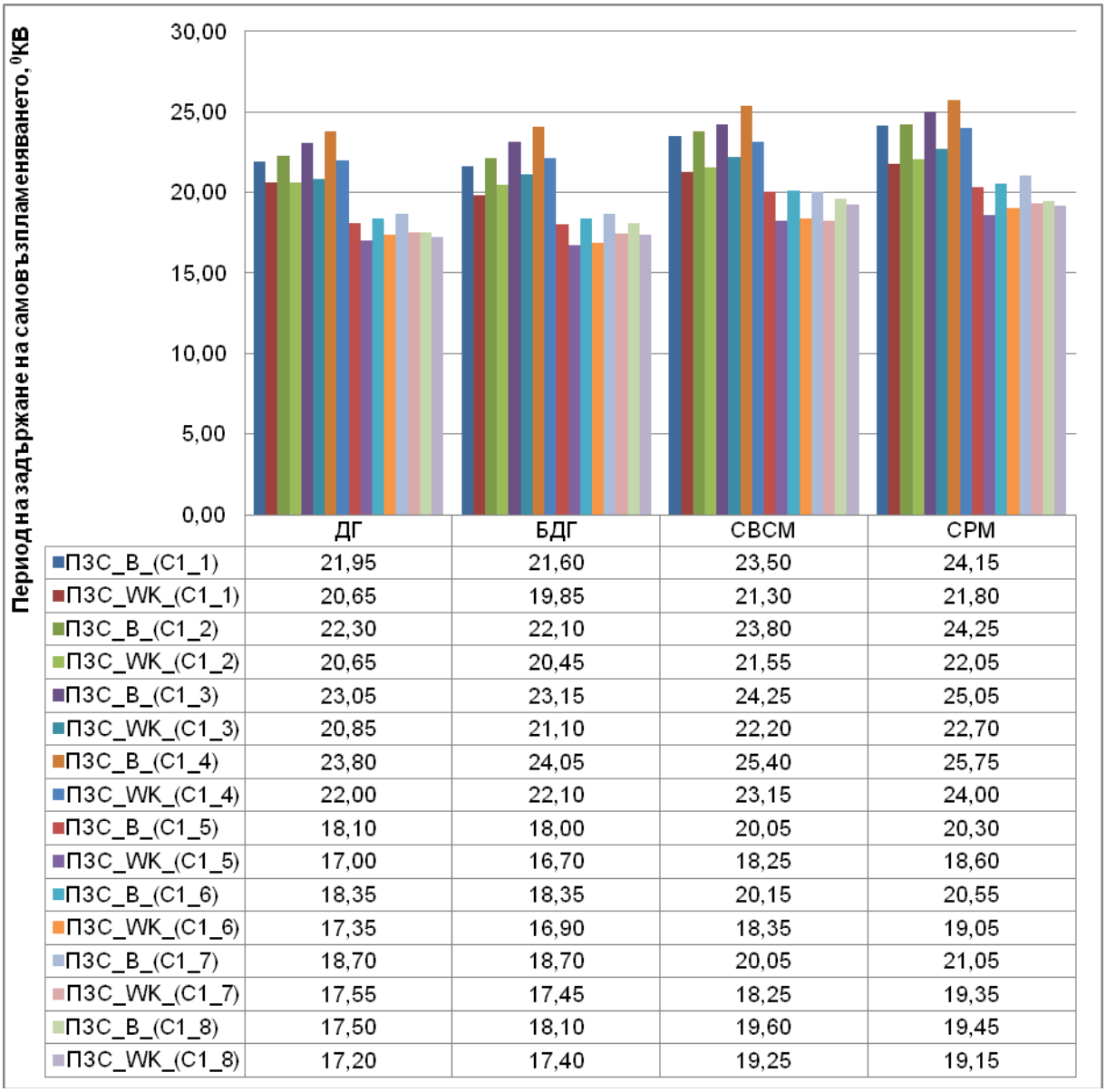
Обект, горива, апаратура и изпитателен цикъл, използвани при изследването

За изпитването е използван изпитателен цикъл С1 “Извънпътни превозни средства и индустриално обзавеждане, задвижвани от ДД”, проведен при условията на стандарт БДС EN ISO 8178:2003. Конкретните стойности за изпитвания двигател Deutz F3L912W както и физикохимичните показатели и елементният състав на изследваните горива са представени в първата статия от поредицата за изследване на шума [2].

Горивата, използвани за провеждане на експеримента са: дизелово (ДГ) и биодизелово гориво (БДГ), студенопресовано рапицово масло (СРМ) и студенопресовано високоолеиново слънчогледово масло (СВСМ) [2].

Резултати от изпитването

В настоящата статия са представени резултатите от измерването на периода на задържане на самовъзпламеняването (ПЗС) при работа с различни горива (фигура 1) и при различните степени на изпитателния цикъл (ИЦ) (фигура 2).



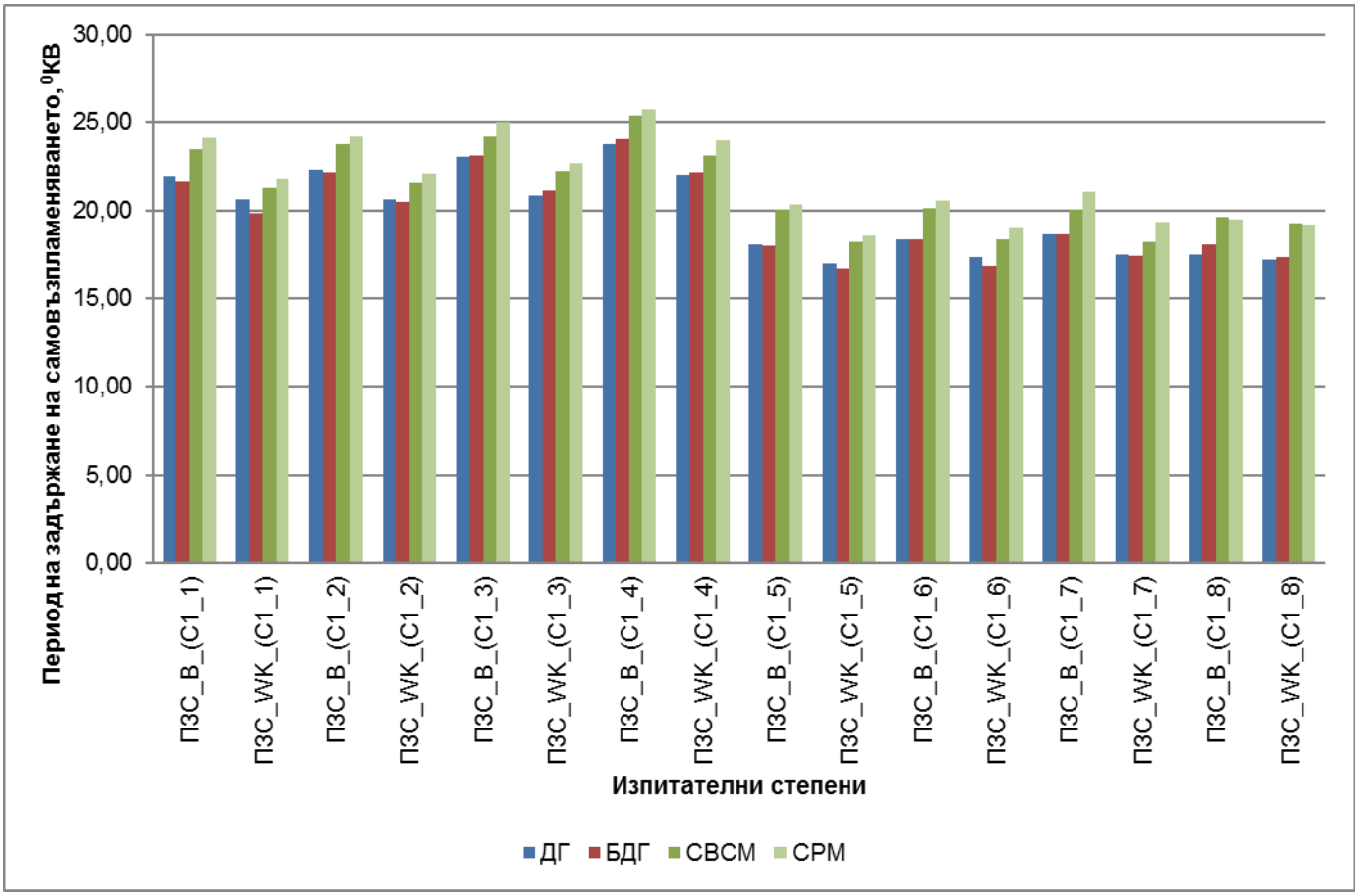
	ДГ	БДГ	СВСМ	СРМ
ПЗС_В_(С1_1)	21,95	21,60	23,50	24,15
ПЗС_WK_(С1_1)	20,65	19,85	21,30	21,80
ПЗС_В_(С1_2)	22,30	22,10	23,80	24,25
ПЗС_WK_(С1_2)	20,65	20,45	21,55	22,05
ПЗС_В_(С1_3)	23,05	23,15	24,25	25,05
ПЗС_WK_(С1_3)	20,85	21,10	22,20	22,70
ПЗС_В_(С1_4)	23,80	24,05	25,40	25,75
ПЗС_WK_(С1_4)	22,00	22,10	23,15	24,00
ПЗС_В_(С1_5)	18,10	18,00	20,05	20,30
ПЗС_WK_(С1_5)	17,00	16,70	18,25	18,60
ПЗС_В_(С1_6)	18,35	18,35	20,15	20,55
ПЗС_WK_(С1_6)	17,35	16,90	18,35	19,05
ПЗС_В_(С1_7)	18,70	18,70	20,05	21,05
ПЗС_WK_(С1_7)	17,55	17,45	18,25	19,35
ПЗС_В_(С1_8)	17,50	18,10	19,60	19,45
ПЗС_WK_(С1_8)	17,20	17,40	19,25	19,15

Фиг. 1. Период на задържане на самовъзпламеняване (ПЗС) при работа на дизелов двигател с различни горива при изпитателен цикъл С1 за основната (В) и за вихровата камера (WK).

От анализът на данните от фигура 1 става ясно, че като цяло най-високи стойности на периодът на задържане на самовъзпламеняване се наблюдава при работа със студенопресовано рапицово масло следвано от студенопресованото високоолеиново слънчогледово масло. Стойностите на този показател за конвенционалното дизелово и за

биодизеловото гориво са приблизително равни. Резултатите са пряко следствие от комплексното влияние на стойностите на редица физикохимични показатели на изпитваните горива [2], а именно:

- плътност при 15^{0}C (kg/m^3): ДГ – 834,7; БДГ – 880; СРМ – 919,6; СВСМ – 916,3.
- долна топлина на изгаряне (MJ/kg): ДГ – 44,44; БДГ – 37,10; СРМ – 36,49; СВСМ – 36,63.
- цетаново число: ДГ – 57,6; БДГ – min 51; СРМ – 48; СВСМ – 52,9;
- кинематичен вискозитет при 40^{0}C(mm^2/s): ДГ – 2,61; БДГ – 4,25; СРМ – 34,55; СВСМ – 39,56.

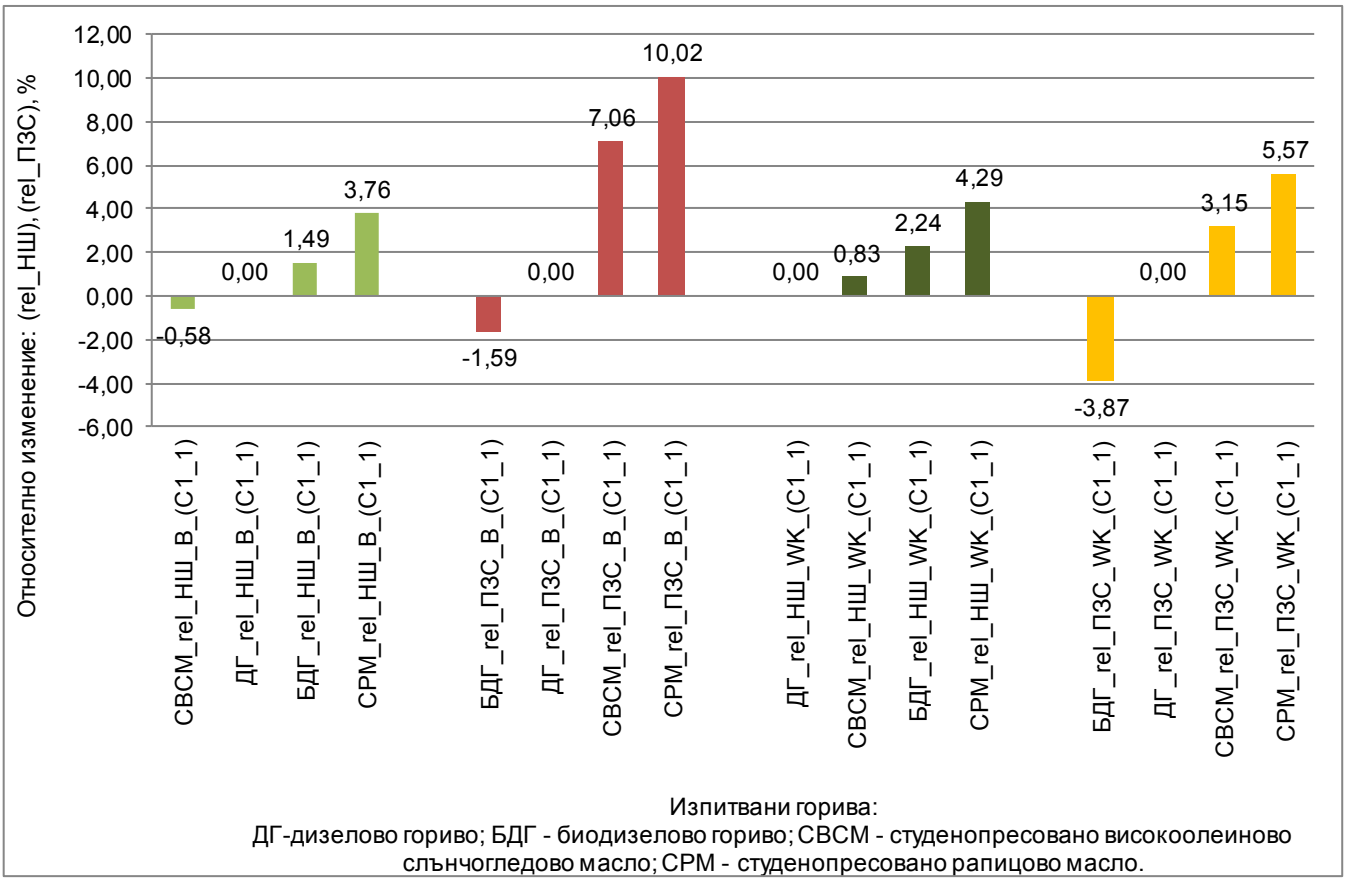


Фиг. 2. Период на задържане на самовъзпламеняване (ПЗС) при работа на дизелов двигател при различни степени на изпитателен цикъл С1 за основната (В) и за вихровата камера (WK).

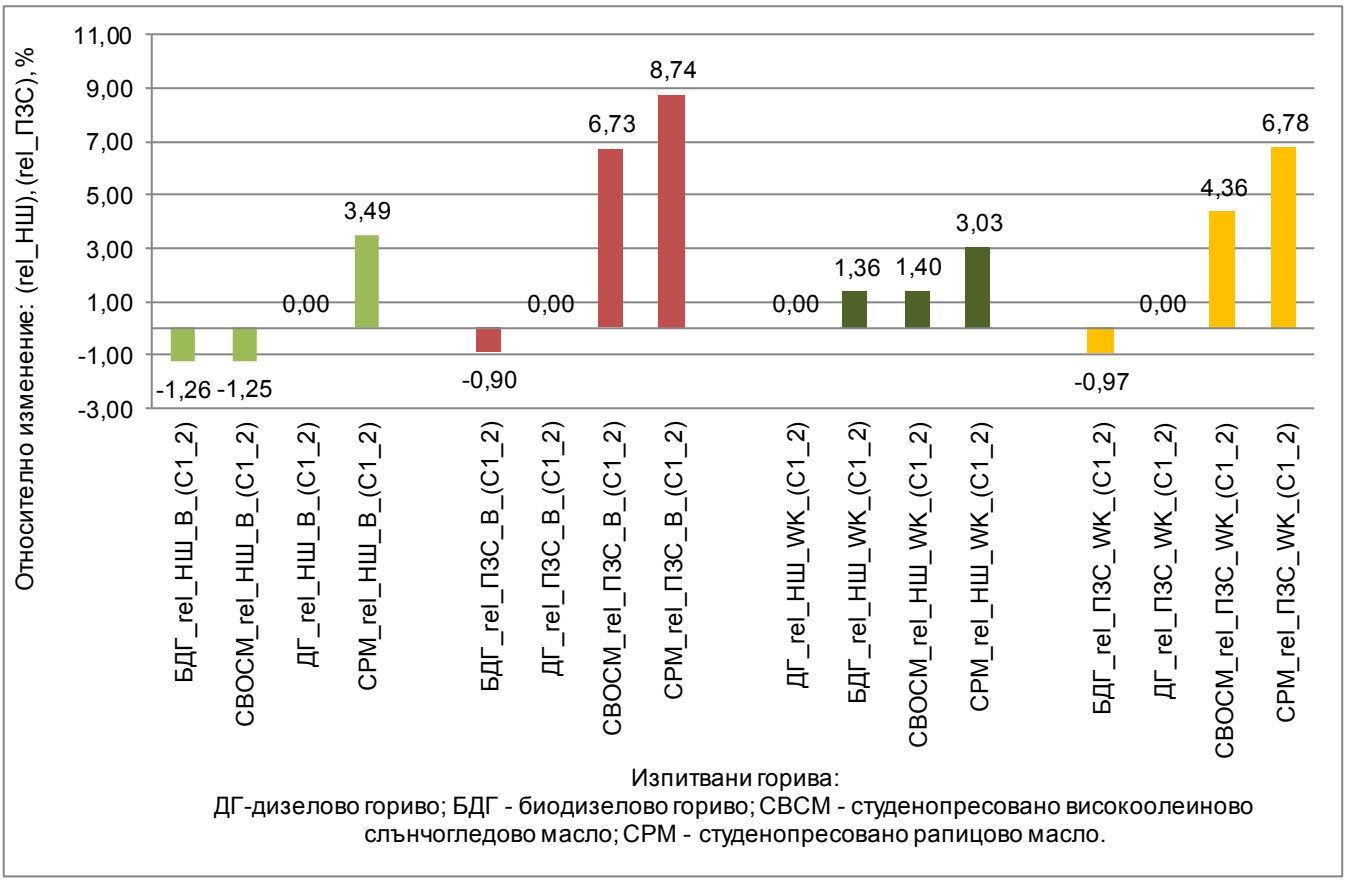
Анализът на изменението на периода на задържане на самовъзпламеняването при различните степени на изпитателния цикъл (фигура 2) показва очаквано по-високи стойности за всички режими на работа при използване на растителните масла, поради по-ниските стойности на цетановите им числа в сравнение с това на дизеловото гориво. Добре известно е, че с нарастване на склонността на горивото към самовъзпламеняване намалява скоростта на нарастване на налягането и стойността на максималното налягане поради намалената продължителност на ПЗС и намалява количеството гориво, подадено през него (при еднакъв закон на впръскване на горивото).

Сравнителен анализ на резултатите от изпитването

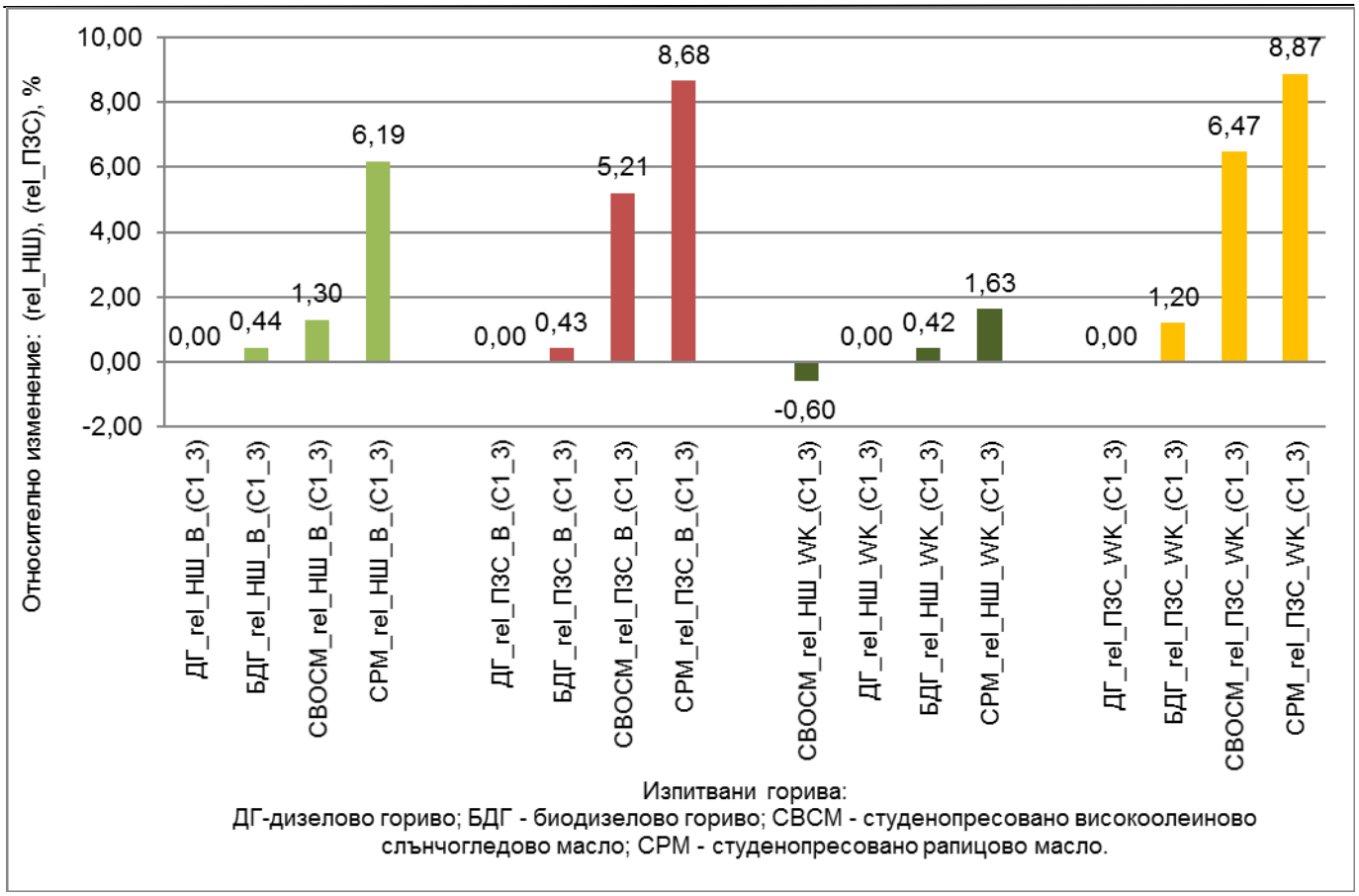
За оценка на влиянието на периода на задържане на самовъзпламеняването върху нивото на шума е извършен сравнителен анализ на резултатите от изпитването с различните алтернативни горива спрямо конвенционалното дизелово гориво. Резултатите за всяка степен на изпитателния цикъл за основната (В) и вихровата камера (WK) са представени на следващите фигури (от фигура 3 до фигура 10). Те са основание да се направят следните изводи:



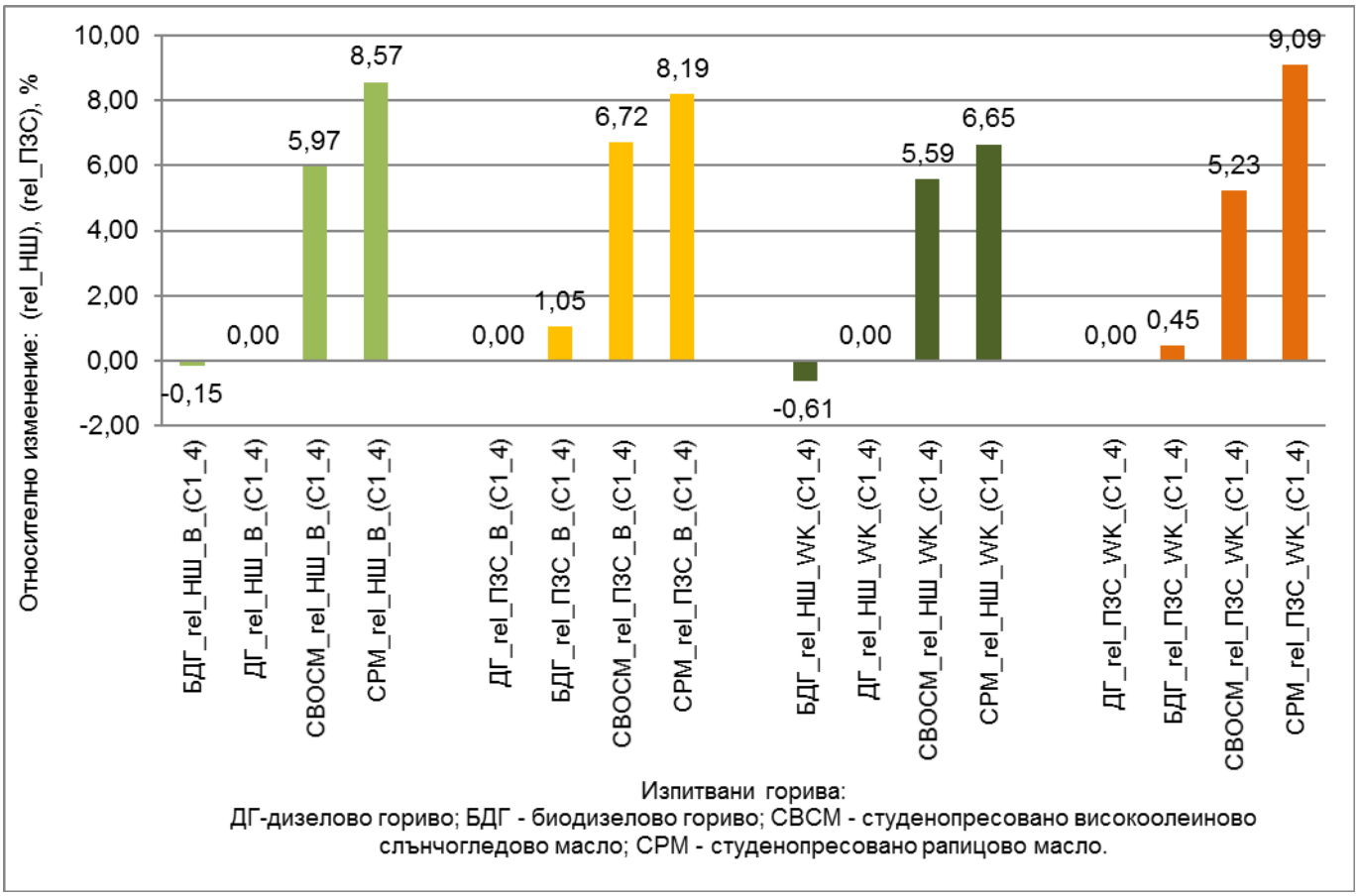
Фиг. 3. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за първа степен на ИЦ (С1_1).



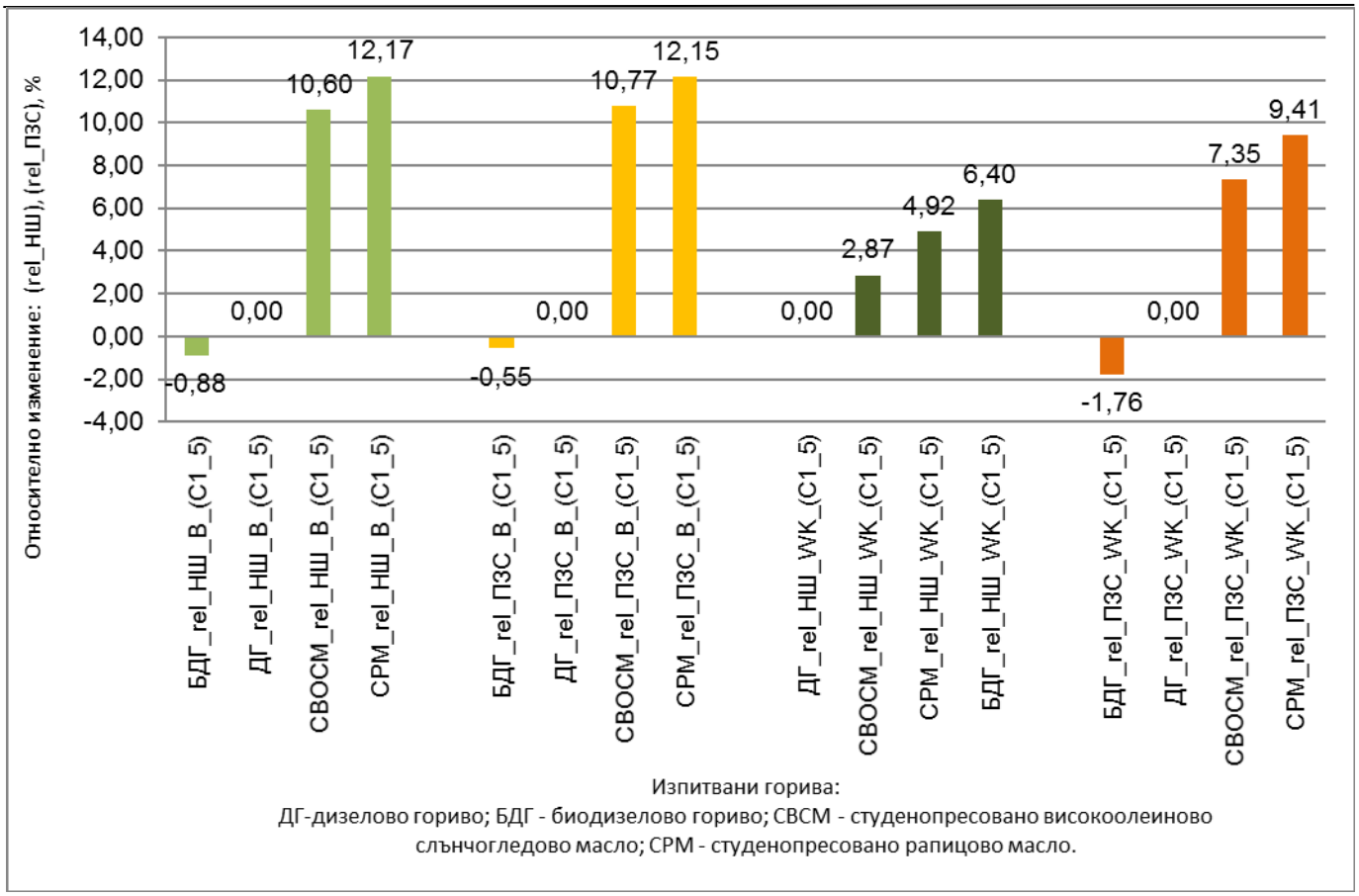
Фиг. 4. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за втора степен на ИЦ (С1_2).



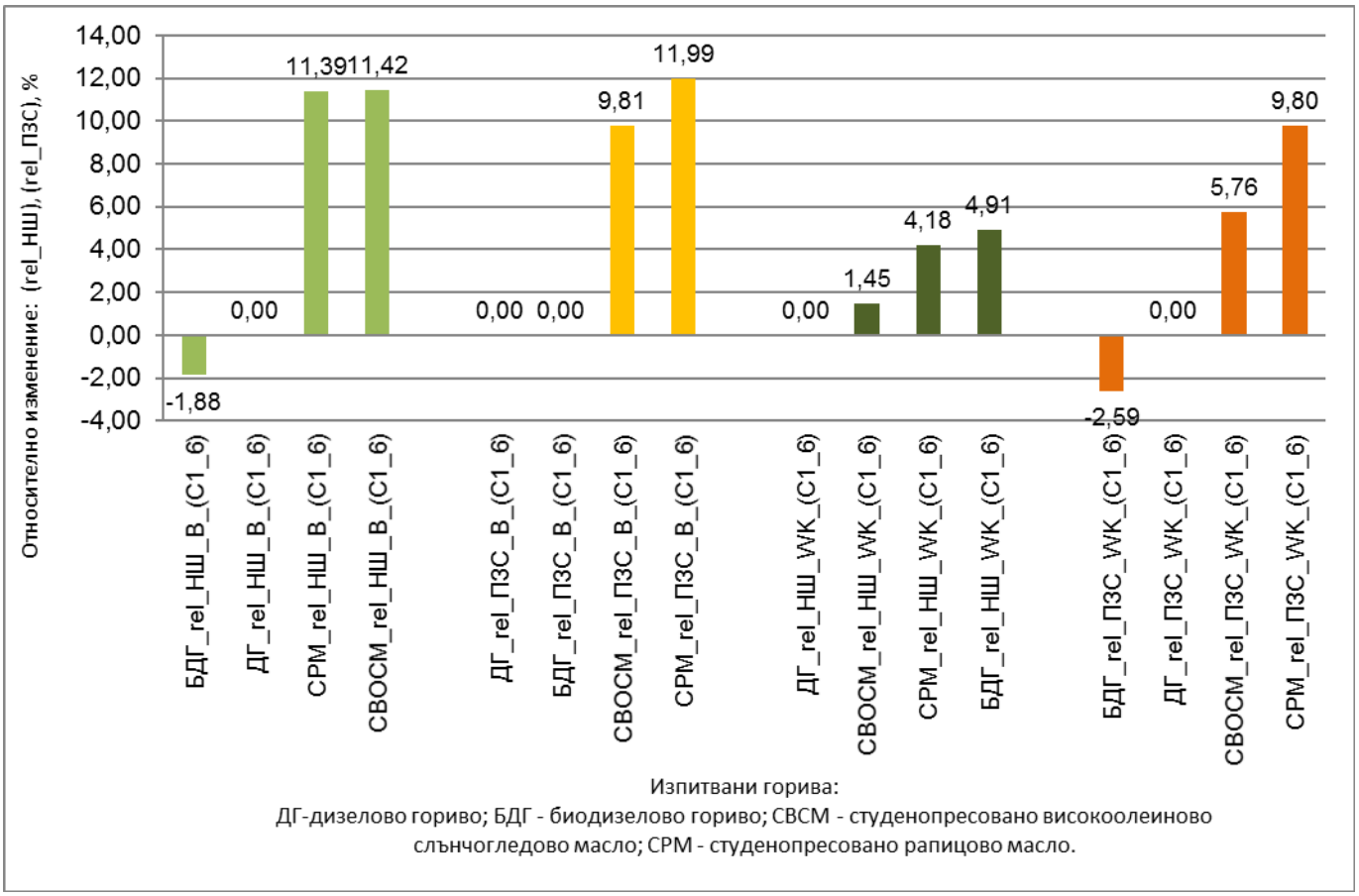
Фиг. 5. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за трета степен на ИЦ (С1_3).



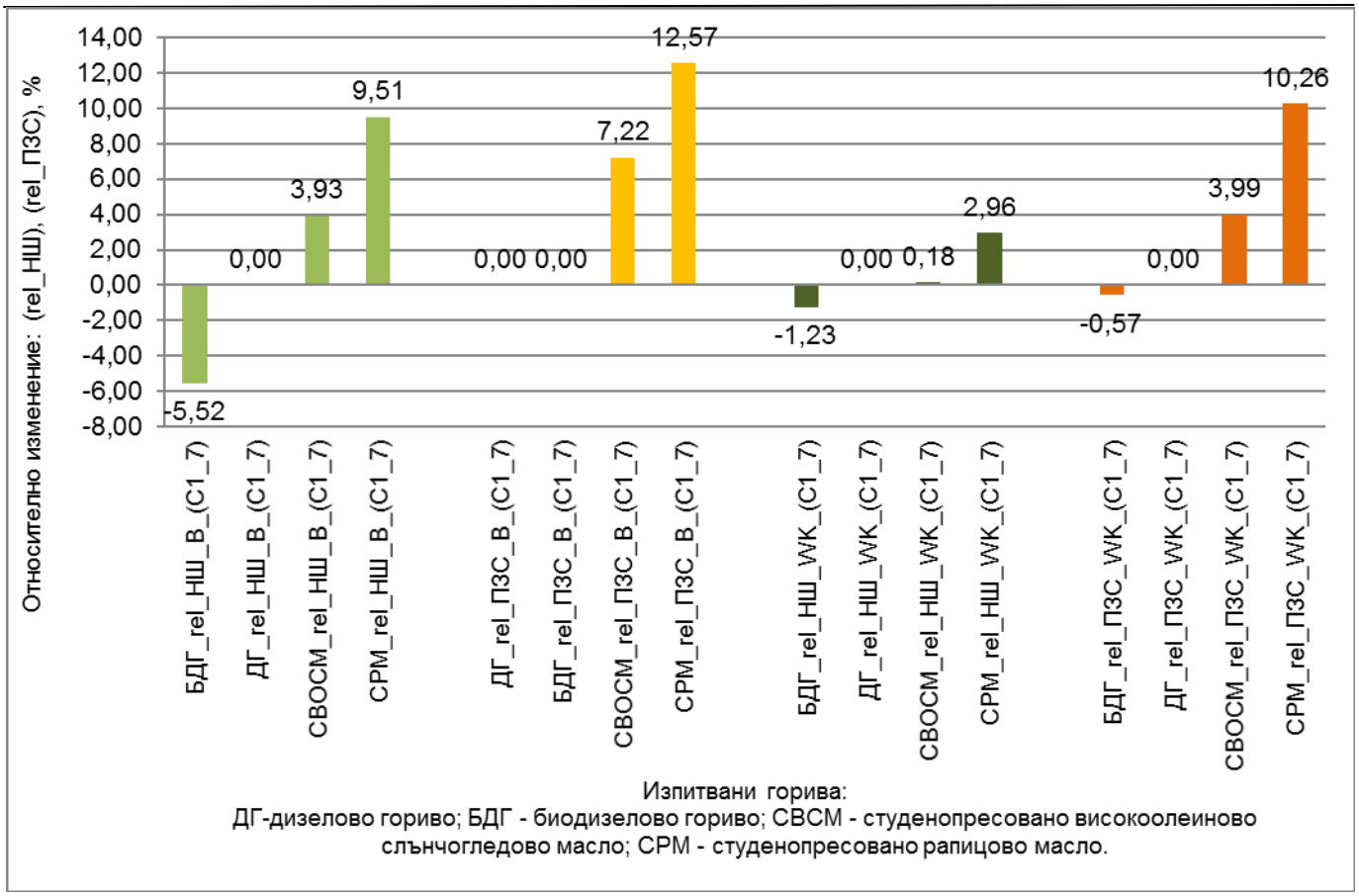
Фиг. 6. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за четвърта степен на ИЦ (С1_4).



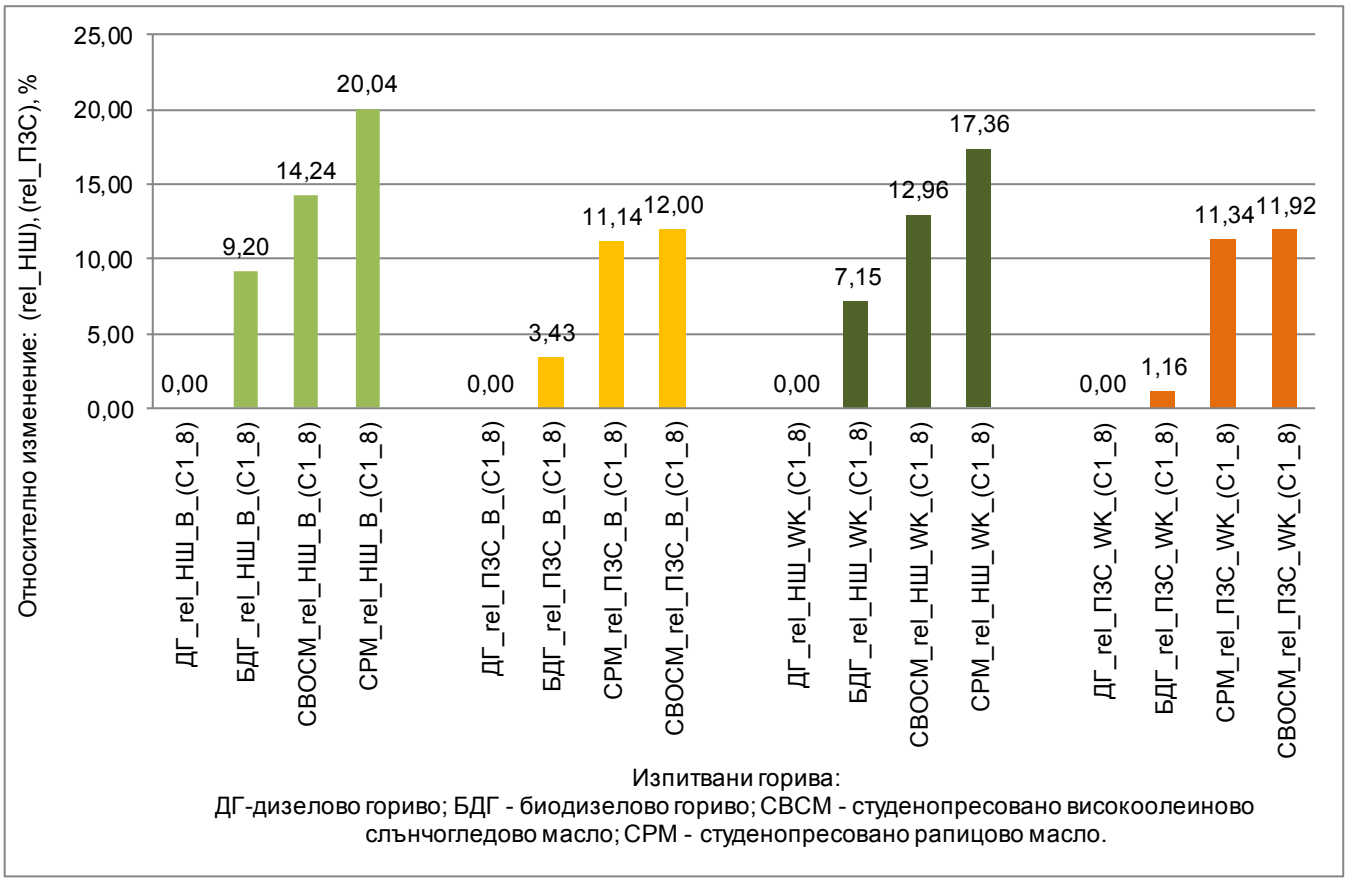
Фиг. 7. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за пета степен на ИЦ (С1_5).



Фиг. 8. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за шеста степен на ИЦ (С1_6).



Фиг. 9. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за седма степен на ИЦ (С1_7).



Фиг. 10. Относително изменение на нивото на шума (rel_НШ) и на периода на задържане на самовъзпламеняването (rel_ПЗС) при работа с различни горива за осма степен на ИЦ (С1_8).

- Намаляване на нивото шума като резултат от намаляването на ПЗС се наблюдава само при работа с биодизелово гориво: в основната камера при втора и пета степен на ИЦ (БДГ_В(С1_2)), (БДГ_В(С1_5)) и във вихровата камера за седма степен на ИЦ (БДГ_WK(С1_7)).
- Повишените стойности на ПЗС водят до увеличаване на нивото на шум при работа на двигателя със СРМ в основната и във вихровата камера за всички изпитателни степени, а при използване на СВСМ за (С1_3), (С1_4), (С1_5), (С1_6), (С1_7) и (С1_8).
- Увеличаване на нивото на шума, въпреки намаленият период на задържане на самовъзпламеняването се наблюдава при БДГ_WK(С1_1), БДГ_WK(С1_2), БДГ_WK(С1_4), БДГ_WK(С1_5), като най-голяма е разликата при шеста степен на изпитателния цикъл: (-1,76)%-тно намаление на ПЗС съответства на 6,40%-тно увеличаване на нивото на шума при БДГ_WK(С1_6).
- Намаляване на шума въпреки увеличените стойности на ПЗС се наблюдава при СВСМ_В(С1_2), СВСМ_WK(С1_3), БДГ_В(С1_4), БДГ_WK(С1_4). При седма степен на изпитателният цикъл въпреки нулевото изменение на ПЗС в основната камера се наблюдава (-5,52%)-тно намаление на нивото на шума за биодизеловото гориво.
- При част от резултатите се наблюдава липсата на съответствие между процентното изменение на нивото на шума и ПЗС (повече от 5%): 10%-тно увеличаване на ПЗС съответства на 3,76%-тно увеличаване на нивото на шума при СРМ_В(С1_1); 8,87%-тно увеличаване на ПЗС съответства на 1,63%-тно увеличаване на нивото на шума при СРМ_WK(С1_3).

3. Заключение:

Влиянието на периода на задържане на самовъзпламеняването върху нивото на шума от работния цикъл не може да се определи като еднозначно. Най-голямо влияние на увеличените стойности на ПЗС върху повишаването на шума се наблюдава при работа с растителните масла. При използване на биодизелово гориво и то при определени степени на изпитателния цикъл се наблюдава пряка зависимост на намаляване на шума за основната и вихровата камера при ниски стойности на ПЗС.

Въпреки голямото увеличение на ПЗС при работа със студенопресовано рапицово масло нивото на шума се увеличава с по-ниски стойности.

Най-голямо намаление на нивото на шума въпреки увеличените стойности на периода на задържане на самовъзпламеняването се наблюдава при работа със студенопресовано високоолеиново слънчогледово масло.

Управлението на работния цикъл е в основата на мерките за намаляване на нивото на шума от двигателите. Ето защо е необходимо да се направи анализ на комплексно влияние на различните фактори, които оказват влияние върху нивото на шум на дизелов двигател при работа с алтернативни горива и смесите им в сравнение с конционалното дизелово гориво.

Литература:

1. Dimitrov, A. and all. Ekologichni harakteristiki na DVG I avtomobilite. TU-Varna, 2006.
2. Evtimova, M. Combustion born noise level of a diesel engine, powered by various fuels. XXIII technical and scientific conference ECO Varna. Varna, 2017.

За контакти: Ass. PhD Eng. Miryana Evtimova, University of transport “Todor Kableshkov”, Department “Transport engeneering”, 158 Geo Milev Str., Sofia, Bulgaria, 0035929709-366, e-mail: mevtimova@vtu.bg.

Докладът е рецензиран.

ИЗСЛЕДВАНЕ УСКОРИТЕЛНИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА КОНВЕРТИРАН ЛЕК АВТОМОБИЛ *СИТРОЕН БЕРЛИНГО* В ЕЛЕКТРОМОБИЛ

STUDY OF THE ACCELERATION PERFORMANCE OF *CITROEN BERLINGO* CONVERTED INTO ELECTRIC CAR

Rosen Ivanov, Ivan Evtimov, Milen Sapundzhiev

Abstract. This report presents an investigation of the acceleration performance of a Citroen Berlingo car converted into electric vehicle. The results are obtained on the base of road tests.
Keywords: electric car, acceleration, acceleration time

1. Въведение

В търсене решения на енергийната криза от миналият век е подновен интересът към производство на електрически превозни средства.[1] Един от начините за ускоряване на преминаването от конвенционални към електрически автомобили е конвертирането. При този процес от конвенционален автомобил се демонтира ДВГ и съпътстващите го системи, а на тяхно място се монтира електродвигател с необходимо за работата му оборудване. Компановката на конвертиран електромобил зависи от схемата на задвижване на автомобила. [2, 3, 4]

Целта на работата е експериментално изследване ускорителните свойства при пътни условия на конвертиран лек автомобил *Ситроен Берлинго* в електромобил.

2. Изложение

Автомобил *Ситроен Берлинго* 2005 г. се предлага в три версии: пътнически, фургон и комби. Транспортното средство според разновидностите си е подходящо за семеен ван и за работа. Предавателната кутия за всички версии е 5-степенна механична.[5] Основните параметри на автомобила са дедени в табл. 1.

При конверсирането на автомобила са запазени съединителя и предавателната кутия. Двигателя с вътрешно горене е демонтиран, а на негово място е поставен синхронен мотор с възбуждане от постоянни магнити и необходимите системи за управлението му. Електродвигателят е с мощност 25 *kW* и номинален въртящ момент 85 *Nm* при нормално натоварване и 170 *Nm* при работа с претоварване. Пълната маса, с която са проведени опитите е 1620 *kg*.

В багажното отделение е монтирана литий-йонна батерия за съхраняване на електроенергия. Тя се състои от 84 литий-йонни клетки, групирани в две секции. Първата съдържа 48, а втората 36 секции. Общото напрежение на батерията е 268 *V*.

Подготовката на електромобила за експерименталните изследвания и условията, при които те са проведени, отговарят на изискванията описани в БДС EN 1986-1:2003 и БДС EN 1821-1:2003. [6]

Движението на електромобила се извършва върху прав, праволинеен участък от второкласен път с асфалтово покритие между град Русе и село Щръклево, след разклона за село Красен. Коефициентът на сцепление с пътя е не по-малък от *0,6*. Дължината на измервателният участък е около *2 km*. Наклонът на пътя не превишава *0,5%*.

По време на изследването скоростта на вятъра е не по-голяма от *3 m/s*; атмосферното налягане е не по-малко от *910 hPa*; относителната влажност и температура на въздуха са съответно около *80-90 %* и 20^0.

За измерване на величините по време на изследването са използвани радарна система за скорост на движение с цифров изход "DRS 100" и пътеизмервателно колело на фирмата "Peiseler" в комплект с регистриращ уред "DBPrint".

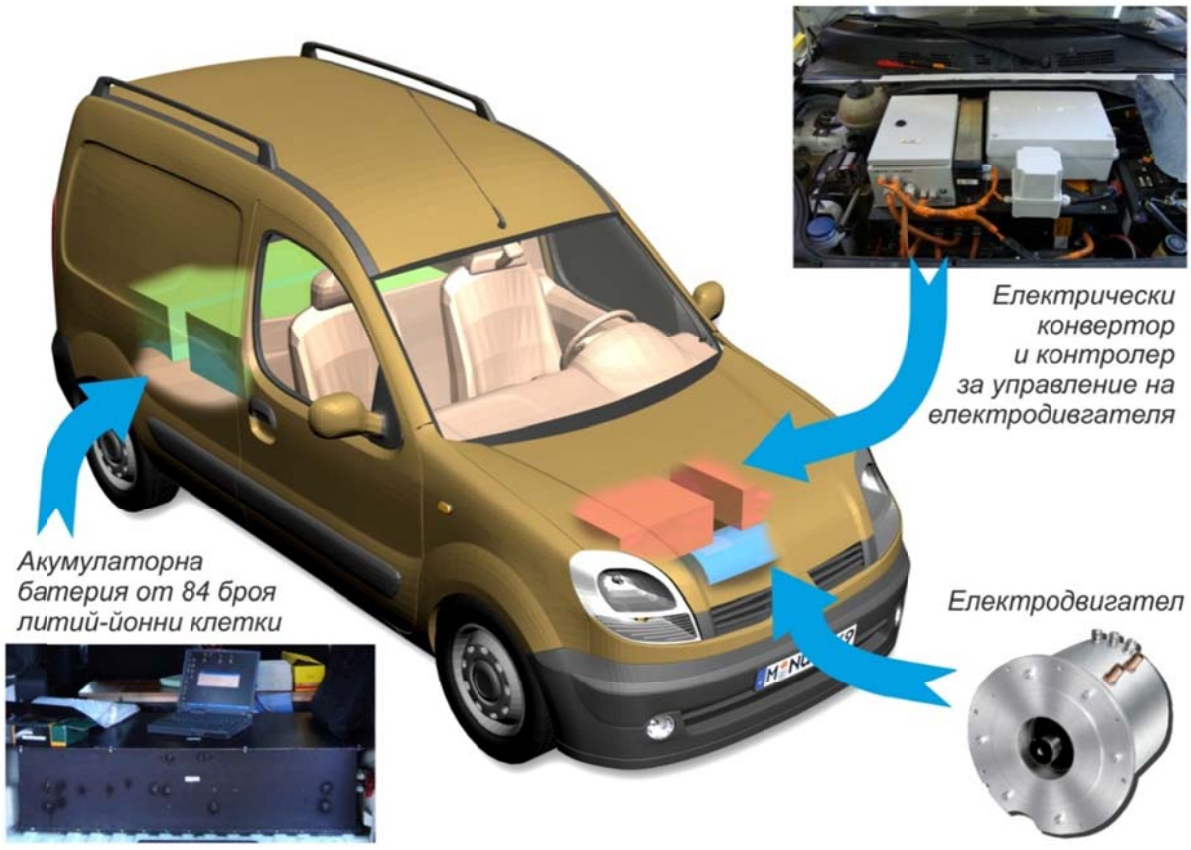
С получените резултати от експеримента се определят максималните скорости за движение и времето за достигането им, за всяка предавка на трансмисията и определяне

на времето за ускоряване от 0 до 100 *km/h* с превключване на предавките по прав, хоризонтален участък от пътя, при подаване на максимална мощност на електродвигателя.

Таблица 1. Техническа характеристика на автомобил Ситроен Берлинго [2]

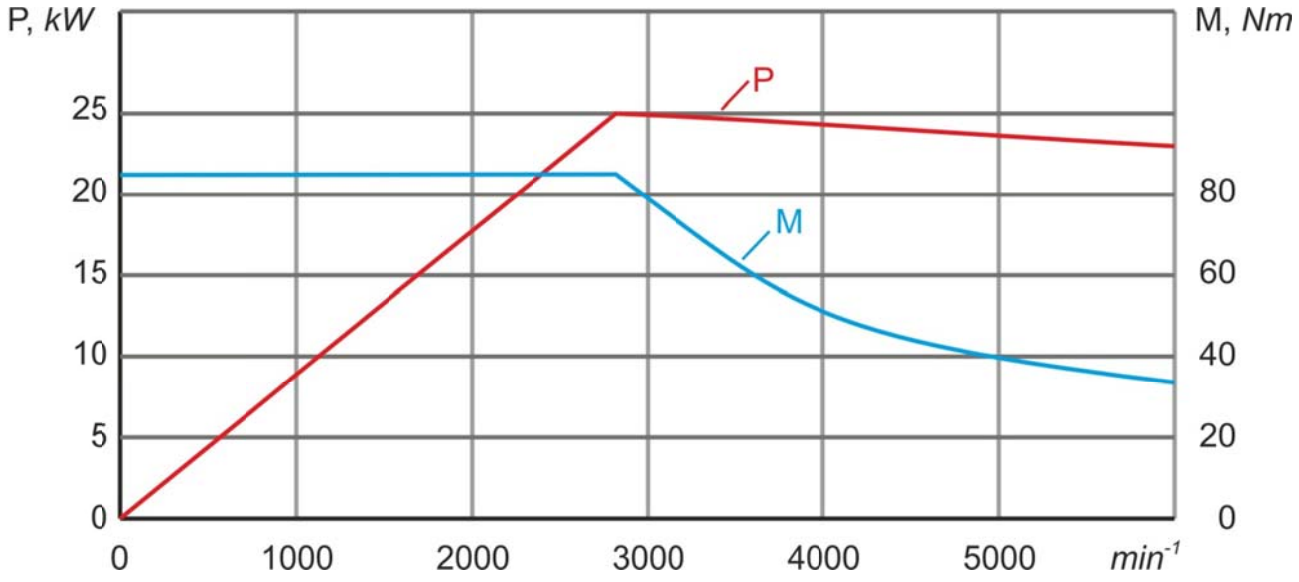
Габаритни размери, *mm*: - дължина; - ширина; - височина.	 4 137 1 724 1 819
Надлъжна база, *mm*	2 693
Собствена маса, *kg* Пълна маса, *kg*	1 360 1 620
Брой предавки	5
Предавателни числа на кутията: I II III IV V R	 3,636 1,95 1,281 0,975 0,767 3,583
Централна предавка	4,54
Коефициент на обтекаемост	0,37
Гуми	175/70 R 14 T

Компановката на конвертираният електромобил е показана на фиг. 1.



Фиг. 1. Компановка на електромобила

На фиг. 2. е показана външна скоростна характеристика на променливотоковия електродвигател.



Фиг. 2. Външна скоростна характеристика на променливотоковия електродвигател

Резултати от изследването

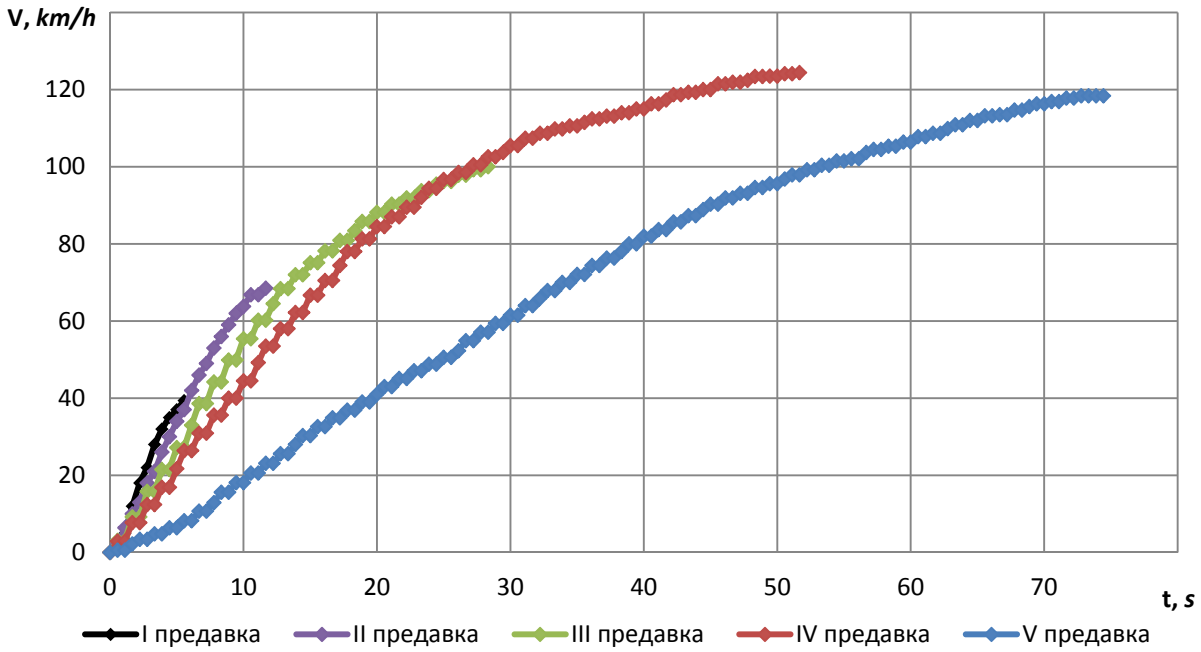
Резултатите за достигната максимална скорост на движение на електромобила и времето за ускоряване на всяка от предавките са показани в табл. 2.

Таблица 2. Постигнати максимални скорости на движение на електромобила за отделните предавки и време за ускоряване, при подаване на максимална мощност към електродвигателя

Опит №	Предавка	Максимална скорост за опита, *km/h*	Времезаускоряване, *s*	Средна стойност за максималната скорост на предавката, *km/h*	Средна стойност за времето за ускоряване на предав-ката, *s*	Измерено с
1	I	39,2	6	39,10	6,0	Радарна система DRS100
2	I	39,4	6			
3	I	38,7	6			
4	II	68,3	12	68,4	12,0	
5	II	68,5	12			
6	III	98,1	27	99,05	27,5	
7	III	100,0	28			
8	IV	123,5	51	123,95	51,5	
9	IV	124,4	52			
10	V	117,8	72	118,2	72,5	
11	V	118,6	73			

Достигнатата максимална скорост и време за ускоряване на различните предавки е показано графично на фиг. 3.

От табл. 2. се разбира, че резултатите от измерването на ускорителните свойства за всяка предавка от кутията имат сравнително малки отклонения. За всяка от предавките средната стойност на максимална скорост е: I предавка - 39,10 *km/h* за 6 *s*; II предавка - 68,4 *km/h* за 12 *s*; III предавка - 99,05 *km/h* за 27,5 *s*; IVпредавка - 123,95 *km/h* за 51,5 *s*; V - 118,2 *km/h* за 72,5 *s*.



Фиг. 3. Изменение на скоростта и времето за ускоряване на всяка от предавките

На фиг. 3. се вижда, че графиките на отделните предавки имат подобен характер. Прави впечатление, че максималната скорост на V предавка е малко по-ниска от тази на IV предавка, въпреки по-голямото време за достигането ѝ.

Разликите в резултатите от измерванията за всяка предавка при различните опити достигат до: I предавка - 1,8%; II предавка - 0,3%; III предавка - 1,9%; IV предавка - 0,7%; V предавка - 0,7%.

Резултатите от измерване на времето за ускоряване на електромобила от 0 до 100 *km/h*, с превключване на предавките от първа до пета, при подаване на максимална мощност на електродвигателя са показани в табл. 3.

Таблица 3. Време за ускоряване от 0 до 100 *km/h* с превключване на предавките, при подаване на максимална мощност към електродвигателя

Опит №	Време за ускоряване 0-100 km/h, s	Средна стойност за времето за ускоряване на предавката, s	Измерено с
1.	29,30	28.9	Peiseler +DB print
2.	28,30		Peiseler +DB print
3.	29.10		Peiseler +DB print

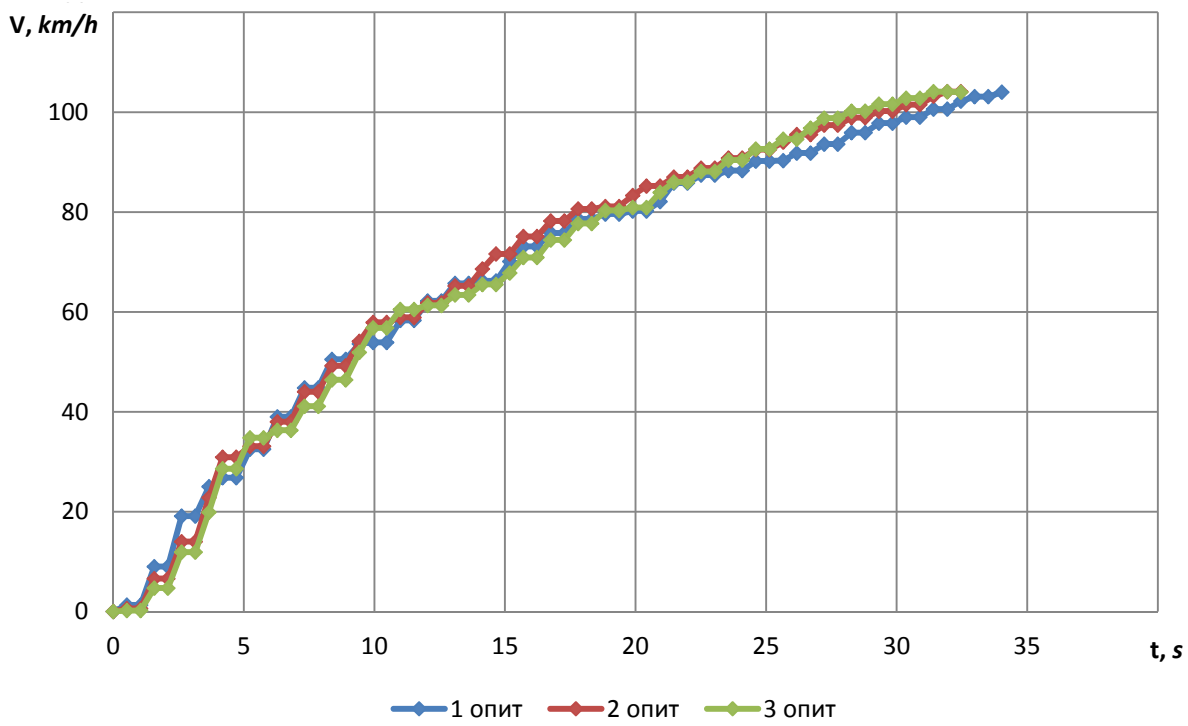
Изменението на достигнатата максимална скорост за различните предавки е показано графично на фиг. 4.

От таблица 3 се вижда, че средна стойност на времето за достигане от *0* до *100 km/h* е 28,9 *s*.

Графиките от фиг. 4 показват добро съвпадение на резултатите. Тяхната повтаряемост доказва достоверността на резултатите. На същата фигура ясно се виждат моментите на превключване на предавките и при трите опита.

Най-голямата разлика от измерванията при различните опити достигат до 3,55%.

За сравнение задвижваният от *55 kW (5500 min^{-1})* двигател с вътрешно горене конвенционален автомобил има времето за ускорение от *0* до *100 km/h - 15,2 s*, а максималната скорост на движение - *150 km/h*.[5]. Измереното по-голямо време за ускорение на електрическия вариант е получено с по-голяма маса на автомобила заради батерията и с трима изпитатели, нужни за провеждане на опитите.



Фиг. 4. Изменение на скоростта при ускоряване от първа до пета предавка – 3 опита

3. Заключение

По време на изследването са получени са ускорителните характеристики на електромобила от *0* до V_{max} за всяка от предавките и от *0 km/h* до *100 km/h* с превключване на предавките, при подаване на максимална мощност на електродвигателя. От получените резултати са направени следните изводи:

1. Електромобилът има добри ускорителни свойства от 0 до 100 *km/h*, съпоставен спрямо предлаганите на пазара електромобили от същия клас и увеличената му маса по време на изпитанията.

2. Най-голямата разлика при измерване ускоряване на електромобила от *0* до *100 km/h* е 3,55%, което потвърждава достоверността на резултатите.

Благодарности

Голяма част от представените резултати са получени при изпълнението на договор за услуга BG 161 PO003-1.1.06-0069-C0001-Se002 между Русенски университет „А. Кънчев“ и фирма „Транспортна електроника - 91“ ООД, гр. Пловдив, за нуждите на проект „ИЗСЛЕДВАНЕ КОНВЕРСИЯТА НА АВТОМОБИЛИ ЗА ИНДУСТРИАЛНИ ЦЕЛИ“, финансиран от ОП „РАЗВИТИЕ НА КОНКУРЕНТО-СПОСОБНОСТТА НА БЪЛГАРСКАТА ИКОНОМИКА” 2007-2013.

Авторите изказват благодарност фирма „Транспортна електроника – 91 ООД“ , гр. Пловдив, както и на Фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет, проект 2016-ФНИ-01, с чиято финансова подкрепа бе проведено изследването и обработката на резултатите.

Литература

1. System Solutions for Hybrid and Electric Vehicles 2013. Texas Instruments. http://www.ti.com/lit/ml/szza058c/szza058c.pdf
2. Brown M., S. Prange. Convert it. Published by Future Books, ISBN 1-879857-94-4
3. Electric Vehicle Conversion Design. www.emic-bg.org/files/Brigham_Joffs_Electric_Vehicle_Conversion_Design.pdf
4. Evtimov I., R. Ivanov. *Electric vehicles*. Rouse 2011, ISBN: 978 – 954 – 712 – 521 – 6
5. Technical characteristic Citroen Berlingo. www.autonet.ru

6. БДС EN 1986-1:2003 Пътни превозни средства, задвижвани с електричество. Измерване на експлоатационните характеристики. Част 1: Електрически превозни средства.

За контакти:
проф. д-р Росен Иванов, катедра „Двигатели и транспортна техника”, Русенски университет „Ангел Кънчев”, e-mail:rossen@uni-ruse.bg
доц. д-р Иван Евтимов, катедра „Двигатели и транспортна техника”, Русенски университет „Ангел Кънчев”, e-mail: ievtimov@uni-ruse.bg
инж. Милен Сапунджиев, катедра "Технически и природо-математически науки", Филиал Силистра на Русенски университет „Ангел Кънчев”, e-mail: milenvs@abv.bg

Докладът е рецензиран.

ПРИЧИНЫ ОБРАЗОВАНИЯ ТРЕЩИН НА КРОМКЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПОРШНЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Александр Гоц

CAUSES TO APPEAR OF CRACKS ON THE EDGE OF THE PISTON COMBUSTION CHAMBER OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Alexander Gots

Annotation. We analysed the conditions of loading of piston, when the internal combustion engine is working in s unsteady modes that affect the reasons for the formation of cracks on the edge of the combustion chamber. The pressure and temperature of gas in the cylinder, speed and motion of piston, also the active heat transfer surface changes vary widely, which creates a very complex loading conditions on the piston. Heat flows through the piston surface receptive heat increased by 2.5 times at unsteady modes as compared with the established mode, which causes additional strain on the piston. Heat flows pass through the heat receptive surfaces of the piston and its size increased by 2.5 times at unsteady modes compared with the established modes, causing an additional load on the piston.

Keywords: internal combustion engine transients, a piston, a combustion chamber, temperature gradients, thermal stress, stress crack.

Introduction. Development of methods for assessing the durability of pistons of internal combustion engines (ice) involves the study of the conditions of load of the engine parts and figuring out the causes of their failures to operate. As is known, tractor diesels most of the time operated during transient regimes, which are caused by the position change of the management body and the moment of resistance when performing a machine-tractor aggregate, agricultural, logging and other types of work. Fluctuations in the load on the shaft of the tractor engine is called different mi factors: the area of operation of the units and its soil and climatic conditions, season, type of work, the adopted production technology; the properties of the unit and its power plant, requirements of labor protection and environment, subjective factors of the operator etc. As the engine operated during transient operation modes in a wide frequency range of crankshaft rotation, the angular velocity and the shaft torque of the motor continuously changes in time [1, 2, 3]. Transients arising in the cylinder of the internal combustion engine during the operational modes of operation, specifically tractor diesel engines (tractor with a deep plough, trailer, overload switch gear) are the most unfavorable parts of the cylinder-piston group. During transient regimes the stress-strain state of the piston changing in time, which leads to fatigue cracks appearance at the edge of combustion chamber (CC). In this regard, a review of studies of the rate of crack growth to predict durability in the presence of cracks is important.

The purpose of the study. The purpose of this article is to review studies on the patterns of change in growth rates of fatigue cracks, depending on operating and design factors.

Research methods. Continuous alternating cycles, during each of which varies in wide ranges of pressure and temperature gases in the cylinder, speed of piston motion and having an active surface, creates extremely difficult conditions of loading of the piston. For example, experimental studies carried out at the Department of ice of the Leningrad Polytechnic Institute (LPI) in the 80-ies of the engine YAMZ-238, showed that the maximum value of the heat flux

through the surface of the piston, which perceive the heat under transient conditions is 2.5 times higher than the value of their steady state. The temperature gradients and stresses were changed similar to the changes of heat flux [1].

In addition, the high level of speeding up of modern diesel engines determines the thermal and mechanical loads acting on the piston, which leads to its premature failure. According to the study in [3] the crossing of the engine YMZ-240 of power over 30% with turbo-charging boost (GTN) led initially to a massive exit of the piston failure due to cracking at the edge of the combustion chamber. The length of the cracks ranged from 5 to 18 mm in depth from 3 to 10 mm. was observed a few cracks about 25 mm.

For tractor diesel engines with a bowl-in-piston type combustion chamber has one of the highest rate of change of temperature at the impingement and load s/s), and the highest values of temperature°shedding (within 5°/mm). So, for example, in Fig.1 shows the°gradients (3...7 distribution of temperature and stresses in the piston of a diesel engine 4CHN11/12,5 (D-240) in the mode of rated power, are obtained from the stress-strain state [4]. Demonstrated high level of temperatures that occur on the edge of the combustion chamber.

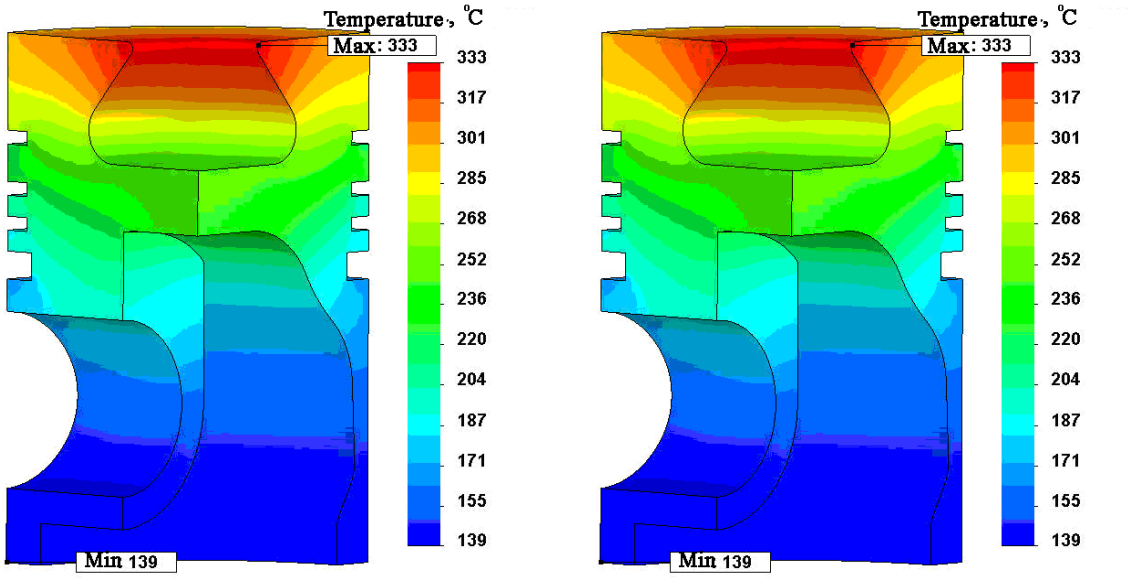


Fig.1. The temperature distribution (t°C) (a) and stresses (MPa) (b) the piston of a diesel engine 4CHN 11/12,5 in the rated power mode

Thermal (termolabilnye) destruction due to exposure to thermal loads. Such destruction may be present in the form of cracks at the edge of the CC (area B, see Fig.1-b). The presence of even small cracks on the edge of the CC may cause failure of the piston due to its further growth. For example, during testing at the Vladimir tractor factory motor MD-5 based on the actual resource, a number of failures, one of which is the destruction of the piston to the crack, which occurred after the operating time of 840 hours. As the experience of operation of diesel engines, part of the bounce pistons with half-open combustion chamber is associated with the appearance of cracks on the edge, the development of which is shown in Fig. 2 [4, 5].

The destruction of the pistons may be due to the action of mechanical and thermal loading. Mechanical loading is, in turn, the effect of inertial and gas forces. The pressure of the gas can lead to cracks in region A, indicated in Fig.1-b. The main causes of cracking on the edge of the combustion chamber include:

• variable stresses, caused by variable pressure of the gases in the cylinder during the working cycle;

• low-frequency temperature variations of the piston associated with the change of re-presses the engine;

• high frequency cyclic thermal oscillations caused from the use temperature of the material in the surface layer of the combustion chamber during each working cycle.

The magnitude of the stresses at the edge of the combustion chamber, caused by temperature gradients exceeds the stress caused by the pressure forces gases in the cylinder [5, 6]. The maximal stress value from temperature and pressure force the gases are separated from each other by a few degrees rotation of the crankshaft (PKV, and the English translation 5…20° DC of the°degrees crank). This is due to the flow dependence heat release characteristics to discharge of warm $dX/d\varphi = f(\varphi,°DC)$, which is shown in the diagram, typical four-stroke internal combustion engine (Fig. 3).

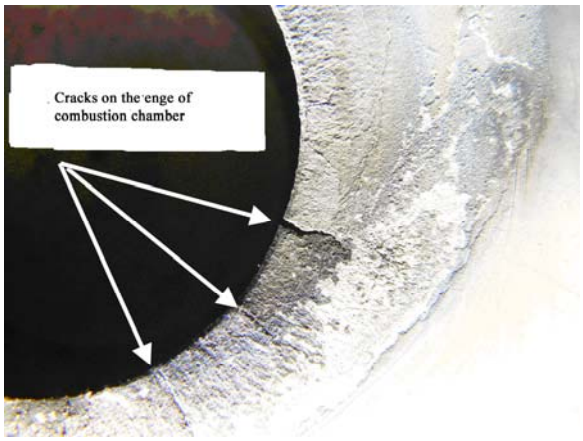


Fig.2. The location of the cracks in the edge of the combustion chamber of the piston of a tractor diesel

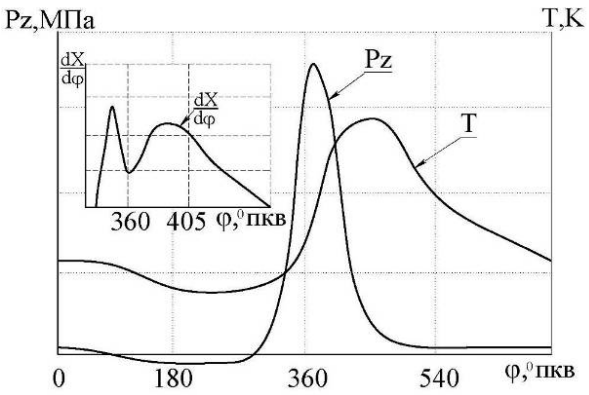


Fig. 3. A typical diagram changes of the maximal combustion pressure p_z and temperature *T* in the cylinder 4-stroke engine

The maximum values of gas pressure and temperature are not to coincide the same. The temperature of the working fluid increases during the combustion process and reaches the maximum value after reaching the maximum pressure.

To ensure that the stresses from the action of temperature higher than the stresses on the gas pressure, we calculated the temperature and stress-deformation state. The intensity distribution of stresses in the piston with a open combustion chamber at rated conditions, is shown in Fig. 4 and Fig. 5. The calculation confirms that the temperature condition of the piston determines its durability.

Also, according to the Department of internal combustion engines, the LPI, has conducted research of influence of structural factors on stress-deformation state of high-powered piston type diesel CHN 21/21, the magnitude of thermal stresses exceeds the value of mechanical stress in 2...3 times [1]. According to a large number of studies conducted by N. D. Chainow, N. A. Ivashchenko, A.V. Timokhin, A. B. Ivanchenko, E. A. Lazarev [7-9] with the increase of engine boosting edge of the combustion chamber becomes the local hub thermal stress, which leads to the appearance of elastic-plastic deformations the cyclic nature and the emergence of micro-defects [10, 11, 12]. When evaluating durability under high temperature loading conditions is also necessary to consider the change of strength properties of aluminum alloys. For example, according to [15], the temperature changes of the aluminum alloy from 20 to 350 °C leads to a decrease in the yield strength of the material from 150 to 22 MPa, and the modulus of elasticity is reduced by almost half.

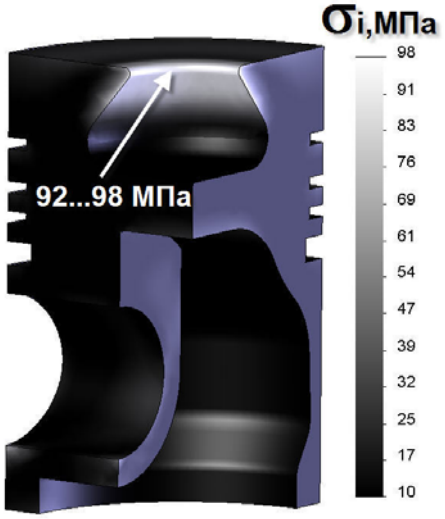


Fig. 4. The distribution of stress intensity under the action of temperature-load

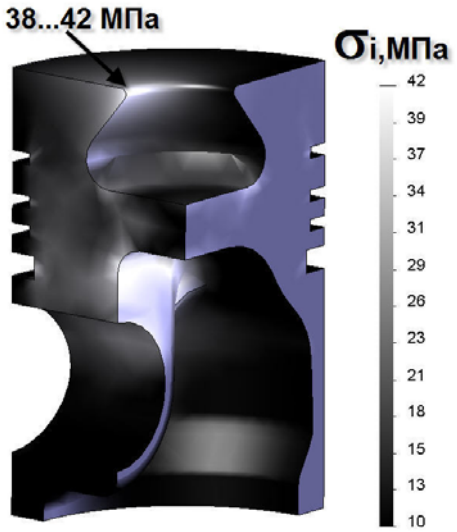


Fig.5. The distribution of stress intensity under the action of gas forces

Low-frequency temperature variations of the piston associated with the change of re-presses the operation of the engine to cause temperature drops of around 50...150 °C [5 ,8, 10, 13,14,15]. In addition to this, temperature fluctuations of the working fluid during the cycle lead to local heating of the surface layer of the edges of the combustion chamber.

Results and their discussion. According to [12,14], high-frequency temperature fluctuations in the surface layers of the material of the edges of combustion chamber (0...1 mm from the surface) have, as a rule, amplitude 5...20 °C. To measure the magnitude of such fluctuations is not always possible, since it requires fast response temperature sensors, from a technological point of view, to carry out the installation of measuring difficult. Ignoring the component of heat load, according to some researchers, in modeling the thermal state of the piston can make a 10-20% error in the final results [15].

The duration of transient processes on the results of the studies ranges from 5 to 15 seconds [5]. The temperature of the piston stabiliziruemost for 3...4 minutes after entering the specified mode. Edge of the combustion chamber of the piston at the same time, having a variable cross section, is the hub of voltages, what is the cause of termostatic cracks.

In [12] is a case when termofatigue cracks appearing on the surfaces of the pistons, after a minor penetration into pauses in its development. However, more reliable (the number of experimental data) is the fact that in the presence of cyclic deplasmanda along with at least a small mechanical load, the surface cracks with the accumulation of cycles thermal cycles deeper into the material thickness, up to through destruction. In the event of rupture a major role begins to play mechanical load.

Development termofatigue destruction is not always from the surface. Sometimes it starts inside the part of any structural imperfections or manufacturing defects. The formation of cracks is due to non-stationary operation of the engine. In the transition from idling to rated power mode dramatically changes the temperature of the gases, the heat transfer coefficient and as a result, the thermal processes occurring on the edge of the combustion chamber. The piston heats up unevenly, which causes temperature gradients. As the material in the surface layers are expanding more intensively than the material thickness of the piston, the edge of the combustion chamber is experiencing compressive stresses. In the further operation of the engine the magnitude of these stresses decreases as temperature field of the piston is aligned. During the transition from nominal mode to idle mode, in the edge of the combustion chamber, the reverse processes take place. Stresses arise in the edge of the combustion chamber with a

sharp change of load generally exceed the yield strength of the material of the piston. This leads to the fact that in edge of the combustion chamber occur plastic deformation. Their value will accumulate with each change of the mode of operation of the engine.

Causes of cracking can be parameters and indicators that, in fact, characterize the working cycle of the engine and its thermal state. So, for example, increasing gaps in the cylinder group, as a result of wear and tear, causing disruption of the heat transfer from the piston to the cylinder, which would entail raising the piston temperature state and the growth of the temperature gradients at the edge of the combustion chamber. According Kolomna diesel locomotive plant increased clearances between the piston and the cylinder wall has led to a marked increase of temperature of uncooled aluminum engine piston CHN26/26 [14]. When the nominal mode of operation of the diesel engine the maximum temperature of the piston increased about 8% (from 232°C to 250°C), and over compression ring for 16%°(from 185°C to 225°C) (Fig.6). This parameter can also be the advance angle of fuel, which determines the nature of heat release in the combustion process and, accordingly, the distribution of heat flux on the surfaces of the cylinder group [14].

The failure of pistons that occur during operation of the engine can be divided into the following groups [13]:

• design failures arising from not taking into account in the design process of local stress concentrators;

• production failures due to low quality of manufacturing of parts (shrinkage, porosity, cracks between the crystals, etc. [14]);

• operational faults resulting from improper adjustment of fuel equipment, the installation of irrational valve timing, engine operation with thermal fatigue crack.

Operational failures can be caused by quite a large list of factors [15]. This is why, for example, may be ineffective orientation of the cooling gallery channel in the piston that will raise the temperature regime of the piston and increase the tension in the of the combustion chamber [14]. All this will definitely affect the reliability of the piston.

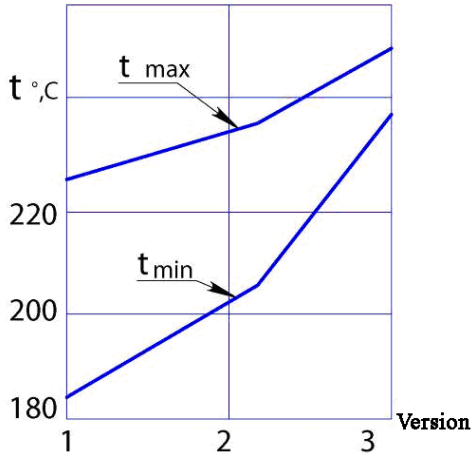


Fig. 6. Change the maximum temperature of the bottom of the piston above the top o-ring and in the upper zone of cylinder liners (options: 1–new rings and the cylinder liner; 2–new rings, wear liners 0.8 mm; 3–wear of the cylinder bore 0.8 mm; the gap in the castle top o-ring 3...4 mm)

So, for example, failure of the temperature control system of tractor diesel air-cooled 8DWT-330 led to the melting of the piston head and scuffing the side of the surface through 550 hours [7-9]. Note that if the value of the service life of piston rings and piston pin is determined by the wear of these elements, the service life of the piston depends on the number and length of cracks. In table 1 shows for comparison the average service life time of parts of the cylinder group [15].

Table 1. The service life of main elements and piston tractor diesel engines

Detail of the cylinder group	$T_{a.v} \cdot 10^{-3}$ h (average value in hours)
Piston	0,8…4,0
Piston rings	0,5…2,0
piston pin	1,0…5,0

Conclusions. Analysis of the causes of cracks in edge of of the combustion chamber piston tractor diesel shows that in the assessment of the durability of the piston it is necessary to consider a range of indicators and parameters of the motor: the level crossing at the litre or

the power piston; piston design and single-action combustion therein, the working conditions of the power plant, which installed a diesel; cooling is available (injet or gallery); change the properties of the aluminum alloy, which made the piston etc.

References list

1. Bruk M.A., Viksman A.S., Levin G.Kh. *Rabota dizelya v nestatsionarnykh uslo-viyakh.*[Work of diesel is in non-stationary terms], Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1981, 208 p.
2. Ivanchenko A.B. *Metodika otsenki termoustalostnoy prochnosti porshney forsirovannykh dizeley* Dis. … kand.tekhn.nauk: 05.04.02. [Methodology of estimation of tireless durability at the thermal loading of pistons of force diesels. Cand. Engin. Sci. dis], Moscov, 1995, 174 p.
3. Kolmakov V.I. *Povyshenie nadezhnosti dizeley forsirovannykh nadduvom:* Dis. … kand.tekhn.nauk: 05.04.02. [Increase of reliability of diesels force a supercharge. Cand. Engin. Sci. dis.]– Moscov, 1986. – 244 p.
4. Ivanchenko A.B., Glinkin S.A. Analysis of durability of piston of perspective diesel of type of CHN 10,5/12. *Fundamental'nye i prikladnye problemy sovershen-stvovaniya porshnevykh dvigateley: Materialy X Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. Vladim. gos. un-t. Pod red. V.V. Efrosa i A.N. Gotsa,,* Vladimir, 2005, pp.73-74. (in Russ.).
5. Shalay A.N. *Kak povysit' dolgovechnost' porshnya?* [How to promote longevity of piston?]. *Dvigatelestroenie,* 1996, no 2, pp. 51-52 (in Russ.).
6. D'yachenko N.Kh, Dashkov S.N., Kostin A.K., Burin M.M. *Teploobmen v dviga-telyakh i teplonapryazhennost' ikh detaley*. [Heat exchange in engines and thermal tension of their details], Khar'kov, Mashinostroenie Publ., 1969, 248 p.
7. Lazarev E.A, Ivashchenko N.A., Perlov M.L. Features of the thermal and stress-deformed condition of tractor diesel engine pistons. *Dvigatelestroenie,* 1988, no 7, pp. 3-5 (in Russ.).
8. Lazarev E.A., Ivashchenko N.A., Perlov M.L., Bondarev A.A. Stress-deformed and thermal condition of tractor diesel engine cooled piston at the different location of cross-sectional of cooling cavity. *Dvigatelestroenie*, 1989, no 2, pp. 7-10 (in Russ.).
9. Donchenko A.S., Morganyuk V.S., Averchenkov E.A., Kharchenko V.K., Isaev E.V. Calculation the stress-deformed condition of tractor diesel engine piston at a cyclic loading. *Problemy prochnosti*, 1983, no 3, pp. C.39-44 (in Russ.).
10. Shekhovtsov A.F., Abramchuk F.I., Pylev V.A. Creep and relaxation at tension of aluminium alloy of AL25. *Dvigatelestroenie*, 1986, no 11, pp. 45-47 (in Russ.).
11. Chaynov N.D. Model of calculation of the temperature field of axisymmetrical details of diesels engine cylinder and piston. *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie,* 1986, no 9, pp. 77-91 (in Russ.).
12. Shekhovtsov A.F. *Matematicheskoe modelirovanie teploperedachi v bystro-khodnykh dizelyakh* [A mathematical design of heat transfer is in high-speed diesels.], Khar'kov: Vishcha shkola Publ.,1978, pp. 153 (in Russ.).
13. Ivanchenko N.N., Semenov B.N., Sokolov V.S. *Rabochiy protsess dizeley s ka-meroy v porshne.* [Working process of diesels engine with a chamber in a piston.] Leningrad: Mashinostroenie Publ.,1972, pp. 232 (in Russ.).
14. Libovits G. *Raschet konstruktsiy na khrupkuyu prochnost*'. [Calculation of constructions on fragile durability.]. Moscov, Mashinositroenie Publ., t. 5, 1977, – 452 p.

15. Semenov B.N., Ivanchenko N.N. Tasks of increase of fuel economy. *Dvigatelestroenie,* 1990, no 11, pp. 3-7 (in Russ.).

The contact information

Alexander Nikolaevich Gots, Dr. Sc. Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations» *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)*
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

ОБЗОР МЕТОДИК ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОРШНЕЙ

Александр Гоц

A SURVEY OF ESTIMATION TECHNIQUES THE LONGEVITY OF THE PISTONS

Alexander Gots

Annotation. In the design, calculation engine and fine-tuning to the set of indicators, a more complete and accurate records of all quantities determining its resource. On unsteady modes of tractor diesel piston strength it changes over time, which leads to the emergence of crack edge combustion chamber. First of all it concerns semi-open combustion chambers. The appearance and growth of cracks to a critical length it often leads to destruction of the combustion chamber edge. In this regard, the choice of criteria destruction of pistons in operation is an urgent task.

A review and evaluation of the proposed criteria for the thermal fatigue strength in order to use them in the preparation methods of forecasting the durability of the piston diesel tractor with a crack.

The occurrence of cracks in the edge of the combustion chamber pistons associated with thermal fatigue, so durability evaluation should be performed on the thermal fatigue strength criteria, which can be divided into three groups: a) deformation criteria; b) strain and kinetic criteria; c) energy criteria. Deformation criteria most widely.

The accumulation of damage to low-cycle fatigue under complex stress state using the second criterion P_2 destruction. When using the hypothesis of linear summation of damage P_1 and failure criterion of maximum strain criterion for low-cycle fatigue P_2 summarized. Durability is achieved when the amount of less than or equal to one.

If the long-term strength criterion take P_3 variables into account for some time thermal and mechanical impact, the strength is ensured when the sum of the three criteria to be less than or equal to one.

Along with the experimental techniques that require time and money, widely applied methodology for assessing the durability based on numerical calculations, such as the finite element method. To assess the accuracy of the received boundary conditions used by full-scale tests in the course of which is determined by the temperature of the characteristic points, heat flow on the surface and deformation in the test sections of the piston.

Fatigue material properties in a small number of cycles determined by the equations Cofino-Manson in the form of John. Morrow for the amplitudes of elastic and plastic deformations, depending on the number of cycles to failure.

Keywords: thermal strength, damage, durability, strength criteria, deformation, low cycle fatigue,

Introduction. Heat-stressed parts of piston engines have a complex geometric shape, and their individual elements are in thermal, force and kinematic interaction. In the design, calculation and fine-tuning the engine to the specified targets need a more complete and accurate records of all quantities that determine its resource. During transient regimes of diesel tractor tension of the piston changing in time, which leads to the crack edge of the combustion chamber. This primarily relates to combustion chambers of semi-open type. The emergence of crack and its growth to a critical length often leads to destruction of the edge of the combustion chamber. In this regard, the choice of failure criteria of the pistons in operation is an urgent task.

The purpose of the study. This paper presents a review and evaluation of the proposed criteria termofatigue strength to use them in the development of methods of prediction of durability of the piston of a tractor diesel engine when there are cracks.

Research methods. The occurrence of cracks in the edge of the combustion chamber of the pistons is associated with thermal fatigue, therefore, the evaluation of durability should be carried out in criteria termofatigue strength [1-5], which can be divided into three groups: a) deformation criteria; b) deformation-kinetic criteria; C) energy criteria [6]. When assessing the

durability of the pistons, widespread deformation criteria. For ductile fracture, corresponding to the loading conditions of the pistons, it is possible to use the criterion of maximum deformation. Taking into account the active loading in the uniaxial tension and the accumulation of damage associated with plastic deformation of the material, the maximum strain criterion can be written as [3,4]:

$$\Pi_1 = \int_0^{\varepsilon^{(p)}} \frac{d\varepsilon^{(p)}}{\varepsilon^{(p)}(T)} \le 1 \qquad (1)$$

where $d\varepsilon^{(p)} / \varepsilon^{(p)}(T)$ – the increment of the damage; $\varepsilon^{(p)}$ – plastic deformation, and in conditions of complex stress state a component $\varepsilon^{(p)}$ should be replaced by the intensity of plastic deformation $\varepsilon_u{}^{(p)}$.

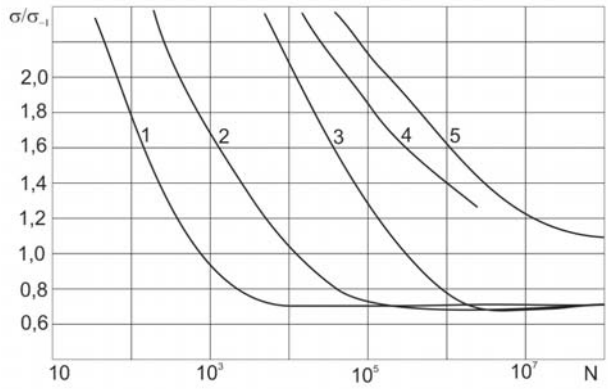


Fig.1. The dependence of s/s-1 of the number of cycles N for the aluminum sample and development stages of fatigue failure:1 – the appearance of the first traces of plastic deformation; 2 – the appearance of the first cracks detectable with an electron on microscope; 3 – the beginning of the integration of micro-cracks in the cracks visible under the optical microscope; 4 – the appearance of the first visually observed cracks; 5 – destruction

The criterion of low-cycle fatigue (number of cycles to failure N_p>10^4) because of the difficulty in measuring the increment of plastic hysteresis, based on comparing the amplitude change of the operating voltage (symmetrical loop voltage changes) with the limit amplitude (endurance limit) for a given material and a given number of cycles (figure 1) [7, 8]. Analysis of the results of experimental and theoretical studies of low cycle fatigue for different materials at different temperatures and the values of the width of plastic hysteresis loop showed that the failure criterion for low cycle fatigue under complex stress state has the form [9]:

$$\Pi_2 = \int_0^{\varepsilon_u{}^{(p)}} \frac{d(\varepsilon_u{}^{(p)})^2}{\ln^2(1-\psi(T))} \le 1, \qquad (2)$$

where $\psi(T)$ – coefficient of proportionality between components of deviators of strain and stress.

When using the hypothesis of linear summation of damage criterion of the maximum strain Π1 and the failure criterion for low cycle fatigue Π2 are summed, and the strength criteria will be presented in the form [9]:

$$\Pi_1 + \Pi_2 \le 1. \qquad (3)$$

This entry criterion termofatigue strength will take into account the damage accumulation in the material under non-isothermal conditions as a result of the monotonous change of intensity of deformation from cycle to cycle, and as a result of cyclic plastic deformation, and the cycles may differ from each other.

If the increment of the degree of damage Π_3 of the variables over time $t_к$ to thermal and mechanical influences over a period of time *dt* is represented in the form $d\Pi_3 = dt / dt^*(\sigma(t), T(t))$, where $dt^*(\sigma(t), T(t))$ the time to failure of the sample at constant values of σ and *T* coincide with the current values $\sigma(t)$ and $T(t)$ the criterion of long-term strength of the variables over time $t_к$ to thermal and mechanical effects can be taken [9]:

$$\Pi_3 = \int_0^{t_K} \frac{dt}{t^*(\sigma_{\dot{e}}(t), T(t))} \le 1, \quad (4)$$

where $\sigma_u(t)$ – the value of stress intensity; t^* – the time to failure.

Thus, when loading of the piston, including all of these factors, as a criterion of strength, you can use the condition:

$$\Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 \le 1. \quad (5)$$

This formulation allows to take into account the effect of the complex program of changes of thermal and mechanical effects on the structural material. In addition, according to M. K., and Ovsyannikov, G. A. Davydov [10], it is necessary to specify the maximum and minimum thermal cycles. Evaluation of stresses and cyclic strength of the pistons is carried out using computational techniques.

The results obtained during this assessment should be correlated with full-scale tests. The experimental results become a kind of database on the basis of which adjustment of existing calculation methods. Field tests can include both motor and non-motorized accelerated testing of pistons in mechanical strength [11]. In the course of the experiment determines the temperature in specific points of the heat fluxes on surfaces and deformation in the investigated cross-sections of the piston. Engine tests are performed directly on a running engine. Motor tests carried out on thermal special benches that reproduce the conditions of loading of the pistons in a running engine. In addition to experimental methods, requiring investment of time and money, widely used methods for the assessment of durability based on numerical calculations, e.g. the finite element method (FEM) [1,2,3,9,11, 12, 13].

Application of numerical methods in the calculation of the pistons described in many papers [1-5]. It is worth noting that the accuracy of the FEM depends on the accuracy used in the calculation of the boundary conditions. The use of methods, without experimental verification may lead to significant errors.

The results of research and their discussion. Existing methods based include analysis of thermal stress-strain state (TDS) of the piston. This allows assessment of the strength of the pistons of the tractor diesels. This assessment can be carried out on the tensile strength, the long-term strength, the fatigue limit (when assessing the strength of a part from the effects of gas pressure), for yield strength. In complex TDS similarly define the safety factors for toughness and yield strength for normal and shear stresses, as well as total margin. The safety factors for various strength characteristics can not give information about the durability of the piston. With modern analysis of strength of the piston or any other part of the combustion chamber is necessary to assess durability, that is, the calculation of the number of cycles or time until the occurrence of a limit state during engine operation for a given mode or set of modes, and estimation of residual life. To account for the time development of the crack in [5-6], the value of the number of cycles to failure N_p is adjusted by a correction factor. This factor, in fact, must take into account the reduction in the material characteristics from the influence of the high frequency component of voltages from the effects of gas pressure p_z and temperature variations. Moreover, the correction factor determined for the parts made of the same material, and has a certain range of values [12], which narrows the scope of this approach.

One of the methods of fatigue life assessment is a method of Naber. The principle of Naber written as [5]:

$$\sigma\varepsilon = \alpha^2 \sigma_{\text{H}} \varepsilon_{\text{H}}, \quad (6)$$

where σ,ε – actual stresses and deformations; σ_H,ε_H – is the nominal stress and strain; α – theoretical stress concentration factor in the elastic region.

If the cycle is asymmetrical, then the equivalent amplitude of the cycle to be corrected by the influence coefficient of cycle asymmetry a [13]:

$$\sigma_{\text{àÃýêâ}} = \sigma_{\text{àÃ}} \cdot a$$
$$a = \sqrt{\sigma_{\text{â.ïð.}} / \sigma_{\text{à.ïð.}}} \quad (7)$$

where $\sigma_{в.пр.},\sigma_{а.пр.}$ – adapted the upper voltage and the amplitude of the cycle representing a valid upper voltage and the amplitude of the cycle, which are installed in the place of an element due to repeated cyclic deformation. For the thermal stress state, the generalized principle of Naber has the form [13]:

$$\sigma_{\text{Ã}} / E = \varepsilon^{1-m} \varepsilon_{\text{ó}}^{m}, \quad (8)$$

where $\sigma_Г$ – stress is calculated according to Hooke's law (elastic problem); E – is the modulus of elasticity of the material; ε_y – the total and elastic amplitude elastic-plastic deformation in the area of concentration; *m* is a rate-dependent loading conditions, takes values from 0 to 1, in particular for strains strain origin, including thermal stress *m* ≤ 0,1.

Fatigue properties of material at small number of cycles are defined by the equations Covina-Manson for the amplitudes of elastic and plastic deformations depending on the number of cycles to failure [7, 13]. This dependence is presented in the form introduced John. Morrow:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{\text{y}} &= \left(\frac{\sigma_f}{E}\right)\left(2N_p\right)^b \\ \varepsilon_{пл} &= \varepsilon_f \left(2N_p\right)^c \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

where $\sigma_f = 1{,}75 \cdot \sigma_{\text{äë}}(\text{T})$ and $\varepsilon_f = 0{,}5 \cdot \left(\ln\left(1/\left(1-\psi(T)\right)\right)\right)^{-c}$.

In these dependency $(\sigma_f/E),\varepsilon_f$ coefficients, respectively, cyclic strength and ductility in equation Morrow; b,c – indicators, respectively, cyclic strength and ductility in equation Morrow; $\varepsilon_{пп}$ – amplitude of plastic deformation in the area of concentration; N_{p} once the number of cycles; ψ – the relative narrowing at break; $\sigma_{\text{äë}}(Ò)$ – the long-term strength limit for the effective temperature cycle.

Eliminating the parameter from the system of equations (9), and folding the result with the elastic component, we obtain a formula for the amplitude of the total strain:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{\text{ó}} + \varepsilon_{\text{ïë}} = \frac{\sigma}{\text{Å}} + \varepsilon_f \left(\varepsilon_{\text{y}} \Big/ \left(\frac{\sigma_f}{E}\right)\right)^{c/b}. \quad (10)$$

Given according to justice for the low cycle area of the mouth of lost, and by bringing into the equation the magnitude of non-destructive plastic deformation for the region of high cycle fatigue [13]:

$$\varepsilon_{пл} - \varepsilon_{плн} = \varepsilon_f \left(2N_p\right)^c, \quad (11)$$

where $\varepsilon_{плн}$ – the amplitude of indestructible plastic deformation.

The indestructible plastic deformation is realized by the movement of dislocations. After removal of the load is recovered, the structure of the material. The amplitude of the reversible plastic deformation for a range of steels and piston alloys (3...4)•10^{-5}. Input amplitude

indestructible plastic deformation in the Morrow equation allows to extend their application and the area under high-cycle fatigue.

Expressing the amplitude of plastic strain from equation (11), and substituting the obtained dependence in the system of equations (9), equation (8) is converted to the form:

$$\varepsilon_{\text{y}} = \left(\frac{\sigma_f}{E}\right)\left(\left(2N_p\right)^c + \frac{\varepsilon_{\text{їёí}}}{\varepsilon_f}\right)^{b/c}. \qquad (12)$$

After substitution of the obtained according to (12) in (11), and considering equations (9-11), we obtain the equation, which is the main and universal for calculation of durability of N_p at low- and high-cycle fatigue:

$$\sigma_{a\Gamma} = \left[\sigma_f\left(\left(2N_p\right)^c + \frac{\varepsilon_{плн}}{\varepsilon_f}\right)^{b/c}\right]^m \times \left[\sigma_f\left(\left(2N_p\right)^c + \frac{\varepsilon_{плн}}{\varepsilon_f}\right)^{b/c} + E\left[\varepsilon_f\left(2N_p\right)^c + \varepsilon_{плн}\right]\right]^{1-m} \qquad (13)$$

where $\sigma_{a\Gamma}$ – the amplitude of the stresses calculated by the Hooke's law.

The solution of equation (13) allows to quantify the number of cycles to occurrence of fatigue cracks. Note that the end result will largely be determined by the correct choice of coefficients b, c, m. The coefficients *b* and *c* are the tangents of the slope of the straight (Fig. 2) describing in logarithmic coordinates the dependence of respectively the amplitudes of elastic and plastic strain from the destructive number of cycles N_p.

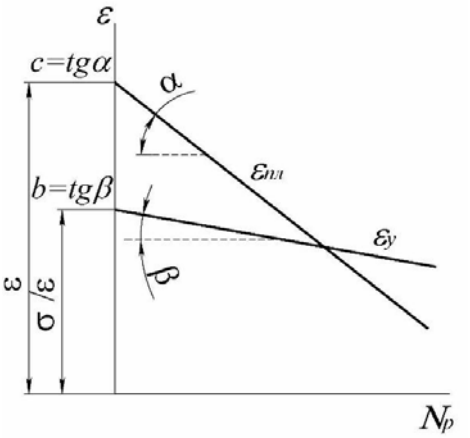


Fig. 2. Schematic representation of fatigue curves in logarithmic coordinates

The exponent *m* is determined by the results of calculation of elastic-plastic loading of the piston on the first half cycle of loading, that is, when the first increase. Having determined the total and plastic deformation can determine the exponent *m*:

$$m = \frac{\ln\varepsilon_\Gamma - \ln\varepsilon}{\ln\varepsilon_y - \ln\varepsilon}. \qquad (14)$$

Analyzing the work of V. P. Belov [14] we note that the calculation TDS is associated with quasi-static assumptions and the axisymmetric formulation of the problem. These assumptions do not allow to assess the real distribution of stresses in the piston, and the results of calculation of durability can only be called a retinue. In addition, the use of finite elements with linear approximation of the temperature when solving a problem on the thermal condition of the piston provides the required solution accuracy.

In S. V. Paponov [2] in the simulation TNDS of the piston, the boundary conditions do not accurately reflect the real working environment. Fixing in the axial direction should be on the contact surface of the piston pin and boss, which is not in this work. In research [2], as [14] used the quasi-static elastic-plastic loading of the piston, but the problems associated with incorrect boundary conditions pinning models have been considered in detail, and the error related to this factor is minimized. The disadvantages of the methods proposed in this work are connected with analysis TNDS, which was conducted in three-dimensional formulation only in the zone of maximum temperature. Evaluation of durability should take into account not only the maximum temperature in the edge of the combustion chamber, and maximum voltage. The lack in

technique, high frequency temperature fluctuations and temperature dependences of some physical-mechanical properties of the material, among other things, introduce additional error in the results.

Durability in [15] is determined from the expression which establishes a relationship between the number of loading cycles and the speed of crack propagation. This expression is valid only for pistons with a combustion chamber of the type snide and has the form:

$$\frac{dL_{TP}}{dN} = 5\left(N_P^{'}\right)^{-0.2}, \quad (15)$$

where dL_{TP}/dN is the speed of crack propagation, 10^3 mm/cycle; $N_P^{'}$ – the number of cycles until a crack length of 0.5 mm.

The lack of dependence (15) in its narrow focus. So, for example, solved the question of the impact loading on the durability and geometrical parameters of the piston. The dependence is based only on experimental data, characteristic for the pistons with the same geometry of the combustion chamber.

Conclusions. Considering the results obtained in studies of different authors [14-16], we note that the process of crack growth after its appearance in full is not considered. The absence of a calculated approach to determination of residual life requires improvements in the methods of calculation, which takes into account the influence of temperature difference on the surface of the piston, the gas pressure, geometrical dimensions of the piston, affect the stress concentration.

Referance list

1. Lazarev E.A., Ivashchenko N.A., Perlov M.L., Bondarev A.A. Stress-strain and thermal state of the cooled piston tractor diesel engine at different positions of the cross section of the cooling chamber. *Dvigatelestroenie*, 1989, no 2, pp. 7-10 (in Russ.).

2. Paponov S.V. Raschetno-eksperimental'naya otsenka i prognozirovanie dolgo-vechnosti porshney dizeley: Dis. … kand.tekhn.nauk: 05.04.02.[Calculation-experimental evaluation and prediction of the durability of diesel pistons: Candidate of Science .diss.] Moscow, 1990, 194 p.

3. Chaynov N.D, Timokhin A.V., Ivanchenko A.B. Evaluation of the fatigue life of the piston tractor diesel engine under cyclic loading. *Dvigatelestroenie*, 1990, no 11, pp.14-15. (in Russ.).

4. Chaynov N.D. The model for calculating the temperature field axially symmetric parts of the cylinder and piston diesel. *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie*, 1986, no 9, pp.77-91. (in Russ.).

5. Chaynov N.D., Batanova O.A., Cherneva G.E. Features of the calculation of the stress and strain in the piston internal combustion engine, made of fragile materials. *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie,* 1989, no 6, pp.61-65. (in Russ.).

6. Birger I.A., Shorr B.F., Ioilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin: Spravochnik.*[Calculation of the strength of machine parts: Handbook.], Moscow, Mashinostroenie, 1993, 640 p.

7. Kazantsev A.G. *Malotsiklovaya ustalost' pri slozhnom termomekhanicheskom na-gruzhenii.*[Low-cycle fatigue under complex thermal and mechanical loading.]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana, 2001, 248 p.

8. Birger I.A., Shor B.F., Dem'yanushko I.V., Dulnev R.A., Sizova R.I. *Termoprochnost' detaley mashin,* [Thermal strength of machine parts] Moscow, Mashinostroenie, 1975, 445 p.

9. Zarubin V.S., Stankevich I.V. *Raschet teplonapryazhennykh konstruktsiy*.[Calculation of heat-stressed designs.] Moscow, Mashinostroenie, 2005, 352 p.

10. Ovsyannikov M.K., Davydov G.A. *Teplovaya napryazhennost' sudovykh dizeley*. [Thermal tensions marine diesels.] Leningrad, Sudostroenie, 1975, 237p.
11. Gots A.N., Fomin V.K., Paponov S.V., Balyuk B.K. Improved diesel engine piston reliability, air-cooled. *Dvigatelestroenie*, 1988, no 10, pp.40-43. (in Russ.).
12. Libovits G. *Raschet konstruktsiy na khrupkuyu prochnost'*. [Calculation fragile structures on strength.] Moscow, Mashinostroenie, T.5,1977, 452 p.
13. Pospishil B., Kvitka A.L., Tret'yachenko G.N., Kravchuk L.V., Kuriat R.I., Semenov G.R., Voroshko P.P. *Prochnost' i dolgovechnost' elementov energeticheskogo oborudovaniya* [The strength and durability of the elements of power equipment.] Kiev, Naukova dumka, 1987, 216 p.
14. Belov V.P. *Raschetno-eksperimental'naya otsenka termostoykosti porshney formirovannykh avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley: Dis. … kand.tekhn.nauk: 05.04.02.*[Calculation and experimental evaluation of heat resistance of the formed piston automobile and tractor engines. Candidate of Science diss.] Moscow, 1986, 230 p.
15. Ivanchenko A.B. *Metodika otsenki termoustalostnoy prochnosti porshney forsirovannykh dizeley: Dis. … kand.tekhn.nauk: 05.04.02.*[Methodology to evaluate the thermal fatigue resistance of the pistons the forced diesel engines. Candidate of Science diss.] Moscow, 1995, 174 p.
16. Sal'nikov M.A. *Otsenka dolgovechnosti kryshek tsilindrov teplovoznykh di-zeley v zavisimosti ot urovnya teplonapryazhennosti: Avtoref.dis. … kand.tekhn.nauk.* [Assessment of the durability of diesel engines cylinder heads, depending on the heat intensity level. Candidate of Science diss.] Moscow, 1984, 16 p.

The contact information

Alexander Nikolaevich Gots, Dr. Sc. Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations» *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VISU)*
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕРМОСТОЙКОСТИ ПОРШНЕЙ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Александр Гоц

METHODS OF INCREASE OF THERMAL STABILITY OF PISTONS OF THE TRACTOR DIESEL

Alexander Gots

Annotation. We considered applicable methods to improve the heat resistance of the pistons of internal combustion engines. The temperature in piston of the tractor diesel having a combustion chamber in the piston has the greatest rate of change with increasing load and discharge (within 5 C/s), and thus there are the highest values of temperature gradients (3 ... 7? C /mm). The highest thermal loads occur in pistons with a semi-open combustion chamber (type TSNIDI). Periodic thermal loads with a high temperature gradient values lead to thermal fatigue damage.

The main reasons for the formation of cracks on the edge of the combustor are alternating stresses induced from alternating gas pressure in the cylinder during the working cycle; low-frequency oscillations of the piston temperature, arising from a change mode of the engine; high cyclic thermal vibration caused by the temperature change of the surface layer of the material of the combustor for each working cycle.

The most common are the following constructive and technological solutions to improve the heat resistance of the pistons: change of the radius of curvature of the edge of the combustor; reinforcement of the edge of combustor with more heat-resistant materials; the use of materials for the manufacture of pistons with high thermal stability; artificial insulation of a piston or it is cooling from the oil.

Keywords: thermal durability, gradient of temperatures, sheeting, aluminium alloys.

Introduction. Consider the currently used methods of improving thermal strength of the pistons to increase their durability under engine operation during transient modes. As you know, for the tractor diesel engines with a combustion chamber in the piston has one of the highest rate of change of temperature at the impingement and load shedding (within 5°C/s) , and the highest values of temperature gradients (3...7°C/mm). The largest thermal loads occur in the piston with a semi-open° combustion chamber (of the type CNIDI – Central scientific-research diesel Institute). Periodic heat load with a high value of the temperature gradient lead to termostaatin destruction. Such destruction can begin with the appearance of cracks in the edge of the combustion chamber. The presence of even small cracks on the edge of the combustion chamber leads to its further growth, which can cause destruction of the piston. For example, during the endurance tests at the Vladimir tractor factory motor MD-5, a number of failures, one of which is the destruction of the piston to the crack, which occurred after the operating time of 840 hours. As the experience of operation of diesel engines, part of the bounce pistons with semi-open combustion chamber is connected with the appearance of cracks on the edge of the combustion chamber.

The main causes of cracking on the edge of the combustion chamber are:

• variable voltage, caused by variable pressure of the gases in the cylinder during the working cycle;

• low-frequency temperature variations of the piston associated with the change of operation modes of the engine;

• high frequency cyclic thermal fluctuations caused by temperature change of material in the surface layer of the combustion chamber during each working cycle.

For lowering the temperature of the piston head and the thermal state as a whole, use so-called thermal protection, extending the service life of the pistons.

The purpose of the study. To analyse currently used techniques for the protection of pistons of internal combustion engines from destruction as a result of variable thermal loads.

Research methods. The term "thermal protection" should be understood as a set of measures that, regardless of the temperature changes over the period of the work cycle, reduce the level of temperature or temperature gradients on the surface of the piston. Despite the fact that, Woschni experimentally refuted the idea of "adiabatic engine" (i.e. an internal combustion engine without the cooling system without removal of heat in the atmosphere) the research in this area has made a significant contribution to the study of the influence of thermal insulation of the combustion chamber on the working process and the environmental performance of a piston engine [1].

Note that the edges of the combustion chamber of the piston, made of aluminum alloy, the permissible maximum temperature should not exceed t = 300...375°C, and the temperature difference Δt= = 90…110°C [2]. If when the engine is at least one of these temperatures is exceeded, the there are characteristic types of failures, as the melting of the edges of the combustion chamber, burnt piston, piston rings seizure, and in addition, on the edges of the combustion chamber cracks.

As you know, at the stage of technical project engaged in developing constructive solutions to the engine and its main parts, providing the reliability indexes specified in technical specifications and preceding stages of development. With the same purpose, analyzed the proposed technological activities. The most common are the following design and technological solutions aimed at improving thermal strength of the pistons:

• change R_{ks} – radius of curvature of the edge of the neck of the combustion chamber (Fig.1);

• reinforcement of the edge of the combustion chamber, more heat-resistant materials (e.g. ceramics);

• use of materials with high thermal stability;

• measures to reduce the supply of artificial warmth or insulation (with protective covering) and increased heat (use oil cooling gallery piston or piston head).

According to research V. A. G. Rojanschi and G.M. Kukharenok of this fact [3], the change in the value of the angle of inclination of the side wall of the combustion chamber and the radius of curvature of the edge of the R_{ks} (see Fig. 1), reduces the thermal state (temperature difference) in this area and significantly reduce the tendency of material to crack formation (Fig.2).

Thus, results of experimental studies of the formation of cracks in the pistons, having the radius of curvature of 1 mm, occurred during 1000-1200 hours, and with the edge of the combustion chamber with a radius of 1.5 mm through 4500-5000 hours. Changing the angle of inclination of the side surface (see Fig. 1) can slow the formation of cracks and reduce the speed at which it spread. However, too large tilt angle leads to the deterioration of the economic performance of the engine [4], as this will disturb the toroidal flow.

According to Pospelov D. R. and E. P. Ershov [5], the use of inserts of heat-resistant materials (iron, steel) in comparison with the basic material (aluminum), as reinforcement, is not always possible to increase long-eternity of the piston as the insert is exposed to higher heat due to low thermal conductivity coefficient. The change of the characteristic temperatures of the aluminum and the composite piston shown in Fig.3.

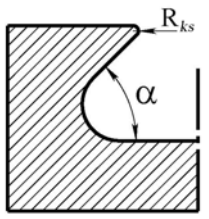


Fig. 1. Conventional scheme with a geometric parameters of the edge of combustion chamber of the piston

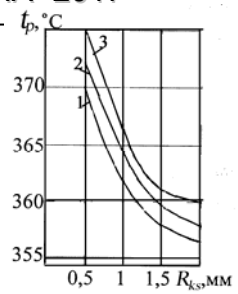


Fig. 2. The influence of the edge fillet radius of the combustion chamber on the thermal state of the edge: 1– R_{ks} =1,5; 2– R_{ks} =1,0; 3 – R_{ks} =0.5 mm

Under moderate forcing is generally not necessary to apply special methods of cooling the pistons. As the level increases, forcing the piston to power $N_p \geq (22...30)\cdot 10^2$ kW/m^2 or when the level of thermal stress of the piston according to the criterion Kostina $q_p \geq 7.0$ are used, as a rule, forced cooling of pistons oil through a special nozzle fed by a jet on the inner surface of the piston head or in the annular cavity (gallery) in the piston head [3]. In the oil gallery the oil is supplied through a vertical conical channel section, which includes a stationary nozzle at the approach of the piston to lower dead center. The oil is drained from the gallery using the same channel on the opposite side of the piston. In the case of the first variant of forced cooling of the piston the temperature of the bottom of the piston can be reduced by 25...30° C depending on the level of forcing.

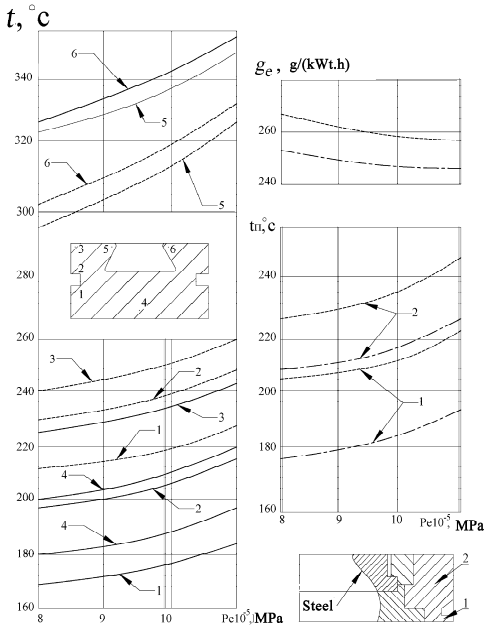


Fig.3. The change of the characteristic temperatures of the piston:
a) depending on the average effective pressure n=1800 min^{-1}: composite piston (combustion chamber in box of aluminum).—- - piston aluminum
b) in the area of the upper compression ring and the change in specific fuel consumption depending on the average effective pressure at composite piston (combustion chamber in box of steel). n=1700 min^{-1}: - - - piston aluminum; – composite piston

Application gallery oil cooling reduces the temperature of the hottest points of the piston 60...80º C. The oil flow for cooling one piston is at least 2 *l*/min, which requires a 6...8 % increase in the efficiency of heat removal from the oil radiators. Gallery oil cooling reduces the absolute value of the temperature in the characteristic points of the piston, however, the temperature drop towards the edge of the combustion chamber remains large (at the edge of the combustion chamber is Δt =50° C with oil cooling and Δt =39 ° C, when the oil is missing). In this regard, stresses and deformations of the piston are great.

However, the most common method of reducing the temperature of the piston is the use of gallery oil cooling. According to studies [6, 7], with the introduction of the cooling cavity, which must have a certain shape and orientation relative to the surface of the combustion chamber, the temperature field of the piston is characterized by a decrease in density of the heat flow.

The most common method of reducing the temperature of the piston is the use of gallery oil cooling.

The distance from the surface of the oil chamber to the surface of the piston should be uniform, since it allows to improve the heat transfer between the firing surface of the combustion chamber and oil in the cavity, which reduces the probability of the occurrence of cracks in the edge of the combustion chamber of the piston. Using this method it is possible to reduce the temperature in the region of the edge of the neck of the combustion chamber about 23° C, the upper compression ring is about 34° C, cross section of the end edges of the bottom – about 40° C and the bottom of the combustion chamber – approximately 27° C. Analysis of temperature fields in the piston shows that the gallery oil cooling provides reduced maximum temperatures to the recommended values on the edge of the combustion chamber and in the area of the first compression ring. At the same time the lack of oil in the gallery leads to higher temperatures within the permissible limits. This explains the failure of a diesel engine at light time of it due to melting of the edge ka-measures of combustion. Failure can occur by lowering the oil pressure in the lubricating system or from improperly installed injector – a jet of oil only partially falls into the vertical channel, without filling completely the galler.

The results of research and their discussion. The introduction of cooled cavities weakens the cross section of the piston near its head depending on the shape of the cross section of the cavity cooling. In addition to reducing the temperature of the piston is achieved by the introduction of cooling cavities, the application gallery cooling leads to an increase in thermal stress, which significantly depend on the shape of the combustion chamber. The disadvantages of the use of gallery oil cooling can be attributed to the acceleration of the aging of the oil. In connection with the disadvantages of this method, an alternative solution is to limit the supply of heat to the walls of the combustion chamber. The restriction of the supply of heat to the piston with thermal barrier coatings (tbcs) deposited on the bottom of the gas-plasma, detonation and electric arc methods, is one of the ways to improve the heat resistance of the pistons [8].

Thermal insulation materials should have low thermal conductivity, good heat resistance and adhesion to the material, ability to withstand mechanical and thermal shocks. Such materials include zirconium dioxide, aluminum oxide, magnesium oxide. The Department of LPI engine using the technology of tsnidi and when using the plasma system UMP4-64 was investigated the effectiveness of heat-conducting coatings. When the thickness of the insulating coating of 0.5 mm was provided for lowering the maximum temperature by 10 %, and the temperature difference in the axial on-Board by 18 %. The problem with this method is ensuring a durable adhesion of thermal insulation material with the main material. In addition to this, the increase of temperature of combustion chamber walls with their insulation contributes to the burnout of soot and co oxidation, leading simultaneously to an increase in the output of nitrogen oxides [9]. For diesel engines, as the surfaces that receives heat and natural thermal insulation, characterized by the formation of soot. Nagar compared to metals has a very low coefficient of thermal conductivity. For example, the soot layer equal to 1 mm, on thermophysical properties, approximately 400 mm of steel [1].

Another way to increase the resistance of the pistons is the use of new materials. The most common materials pistons are alloys of the system Al-Si-Cu-Ni. It's such alloys as АК4, АК4-1, АЛ25,АЛ30, АК21М2 and others [2, 10].

Currently, the quality of cast aluminum pistons, significantly worsened, which is confirmed by conducted research [11]. Set down some quality cast aluminum pistons, produced at the present time. The main detected defects include: failure to comply with the chemical

composition of piston alloys; high liquation of alloying elements in castings, pistons, substandard modification and degassing piston alloys. Strength properties of aluminum alloys can be improved by power cyclic processing temperature [2,10,11]. This treatment is a tempering, in which the exposure at high temperature replaced by the cyclic heating and cooling in a certain temperature range. Thus, it is possible to achieve a significant increase in the number of cycles to cracking [10,11].

Production technology largely determines the physico-mechanical properties of materials, so when choosing the materials of the pistons under the appropriate conditions, must take into account the method of manufacture. Conducted accelerated testing in MAMI pistons thermocyclic durability for automated unit consisting of a piston of the inductor and cooling system, once again confirm the advantages of pistons made with the help of isothermal forging. When heated to 350° C and cooling to 20° C, cracks on the cast specimens occur in fewer cycles (table. 1) [10].

Table 1. The results of the tests on the resistance of the pistons

NN test	Aluminum alloy pistons with silicon content of 16-18%.	The number of cycles before the advent of cracks	Remark
1	Stamping	1020	Mechanical and thermal treatment performed on the same technology
2	Moulded	655	
3	Stamping	1302	
4	Stamped, with the gallery cooling	4053	
5	Moulded	621	

For the manufacture of a piston, a promising application of composite materials with a polymer matrix and a filler of carbon fibers carbon fiber reinforced plastics. In specific stiffness, they are superior to 3.5 times the fiberglass. The most important advantage of fibers carbon as a structural material is its high fatigue limit. After 107 cycles of alternating loads fibers carbon retains 80% of its original strength compared to 30 % for fiberglass, 52 and 55%, respectively for titanium and aluminum alloys. Structural application of carbon fiber reinforced plastics instead of aluminum alloy provides the average reduction in weight by 25-30% and increase the resource of work of details in 1,5-3 times, while significantly reducing the complexity in manufacturing [11].

Study of heat resistance of the piston by determining the number of cycles of thermo-cyclic loading (from 350°C to 20 °C) until the occurrence of through cracks in the floor showed that the thermal stability of the forged pistons 3 times superior to the cast. Introduction to matrix piston aluminum alloy discrete fibrous filler improves the heat resistance of the pistons 4-5 times [4]. However, the quality of material used in mass production of pistons for tractor engines with a combustion chamber of the type TCNIDI, commonly used piston alloy AL25 obtained by casting in earth, as it is one of the most affordable and simple technology method of manufacturing.

Conclusions. Review of the methods of improving thermal strength of the pistons of diesel engines with a combustion chamber in the piston showed that the most easy way to create constructive change in the angle of inclination of the side wall of the combustion chamber and the radius of curvature of the edge that also improves the economic performance of diesel engine. The use of new materials, of course, also one of the most effective interventions.

Referance list

1. Gustav Olsson, Dzhanguido Piani. Tsifrovye sistemy avtomatizatsii i upravleniya [Digital automation systems and control].- St. Petersburg: Nevsky Dialect Publ., 2001 - 557 p.

2. Dzybal L.T., Lekhovitser M.A., Platonov V.N., Prozorov V.P. The introduction of liquid forged pistons from AL25 alloy 6CH 12/14 diesel engines and 6CHN 12/14. Dvigatelestroenie.– №6.– 1985.–pp.43-47 (in Russ.).
3. Dizeli: Spravochnik [Diesel engines: Directory] Under editor V.A. Vansheydta, N.N. Ivanchenko, L.K. Kollerova. Leningrad: Mashinostroenie, 1977.– 480 p.
4. Ivanchenko N.N., Semenov B.N., Sokolov V.S. Rabochiy protsess dizeley s ka-meroy v porshne[Work diesel process with the piston chamber]. Leningrad: Mashinostroenie,1972. 232 p.
5. Pospelov D.R., Ershov E.P. On the heat load of the composite piston with a combustor in the bottom. Traktory i sel'khozmashiny. 1982, №1. pp. 11-12 (in Russ.).
6. Gots A.N., Paponov S.V., Fomin V.K., B.K. Balyuk B.K. Porshen' dvigatelya vnutrennego sgo-raniya [Piston Internal Combustion Engine] Certificate of authorship USSR, no 1560759, kl. F 02 F 3/18. 1990.
7. Gots A.N., Fomin V.K., Paponov S.V., Balyuk B.K. How we improve reliability of piston of diesel engine with air-cooled. Dvigatelestroenie. 1988. no 10. pp.40-43 (in Russ.).
8. Donchenko A.S., Morganyuk V.S., Averchenkov E.A., Kharchenko V.K., Isaev E.V. Calculation of stress - strain state of the piston tractor diesel engine under cyclic loading. Problemy prochnosti . 1983. no 3. pp.39-44 (in Russ.).
9. Donchenko A.S. The calculation of the isothermal diagrams of deformation of the piston alloy AL25. Problemy prochnosti. 1985. no №3. pp.103-107 (in Russ.).
10. Zarubin V.S., Stankevich I.V. Raschet teplonapryazhennykh konstruktsiy [Calculation of heat-stressed designs]. Moscow: Mashinostroenie, 2005. 352 p.
11. Belov V.P. Raschetno-eksperimental'naya otsenka termostoykosti porshney formirovannykh avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley: Dis. … kand.tekhn.nauk: 05.04.02 [Settlement and experimental evaluation of heat resistance of the formed piston automobile and tractor engines: Dis. ... Candidate of engineering sciences: 05.04.02.].– Moscow, 1986. 230 p.

The contact information

Alexander Nikolaevich Gots, Dr. Sc. Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations»
Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

ПРОЕКТИРАНЕ И СЪЗДАВАНЕ НА ПРОТОТИП НА ГРАДСКИ АВТОМОБИЛ ЗАДВИЖВАН ОТ АЛТЕРНАТИВЕН ЕНЕРГИЕН ИЗТОЧНИК

Иван Белоев

DESIGN AND ELABORATION OF A URBAN VEHICLE PROTOTYPE DRIVEN BY ALTERNATIVE ENERGY SOURCE

Ivan Beloev

Abstract: This article presents the idea of a project dedicated to design, creation, research and optimization of a city - driven car powered by alternative energy source - hydrogen cell. The problem is very topical and shows the necessity for changes in the car industry. Based on the analysis of the environmental pollution problem are formulated the project objective and conclusions, as well as are shown the expected results.
Keywords: road transport, alternative energy sources, hydrogen cell, city car.

Въведение:

Очаква се търсенето на енергия в глобален план да се удвои до 2050 г., в резултат на нарастването на населението и неговото увеличаващо се потребление. Три четвърти от населението на планетата ще живее в градовете. Същевременно заплахата от климатичните промени ще се задълбочи. Ще се наложи да започнем да транспортираме растящия брой хора и стоки по възможно най-ефективния и екологичен начин[3].

Основният недостатък на автомобилния транспорт е силно негативното му въздействие върху околната среда. Това може да се разглежда в няколко основни насоки: изхвърляне на вредни вещества, източник на шум, консумиране на големи количества течни горива[2,9].

Методите за намаляване на вредните емисии, шума, течните горива са чрез използването на алтернативните горива (биодизел, биогаз, природен газ, метан, водород и пр.), използване на автомобили с електрозадвижване и използването на електрическа енергия от възобновяемите и алтернативни източници на енергия за зареждането им[1,4,5]. За целта са необходими нови по своята същност системи.

Автомобилният транспорт е огромна индустрия и се очаква в близко бъдеще да претърпи сериозни промени, свързани с **<u>три основни фактора</u>**:

- ✓ *Първият фактор* е промените свързани с проблемите с енергийните ресурси. Автомобилният транспорт почти изцяло зависи от нефта. Запасите от нефт бързо намаляват и ще настъпи време, когато той ще стане недостъпен за транспорта. Различните мерки за повишаване ефективността при използването на горивото (намаляване на масата на автомобилите, увеличаване на коефициента на полезно действие на двигателите, внедряване на нови двигатели и др.) могат да забавят, но не и да предотвратят това. Транспортната система на бъдещето ще се наложи да работи без течното гориво. Разбира се, за тази радикална трансформация на такава голяма система, каквато е транспортната ще са необходими десетилетия, в които е нужно да се търсят решения, които да съкратят тези срокове.
- ✓ *Вторият фактор*, диктуващ необходимостта от промени се явява съвременното състояние на самата транспортна система. Години наред в транспортната система се правят малки и несъществени изменения, които не могат да решат всички проблеми. Необходими са промени, защото съществуващата система не може да удовлетвори всички изисквания, които са предявени към нея.
- ✓ *Третият фактор* са разработваните в последните 20-30 години, нови технологии, които могат да променят радикално транспортната система и да я превърнат в

нова система, която да бъде по-добра от съществуващата. В интерес на човечеството е новата транспортна система да бъде внедрена по най-рационалния начин. Естествено е, че промяната изисква време, сериозни научни изследвания и внедряване на иновации[4,8].

Актуалност на проблема и насока за реализиране на проект:

Състояние на автомобилния транспорт и въздействието му на околната среда. Изводи.

От направеното проучване и анализа на състоянието на проблема са направени следните изводи:

- ✓ Основни замърсители на въздуха с CO2 емисии в света са страните САЩ и Китай, с над 36 % от общите CO2 емисии. Общата тенденция на отделяне на CO2 емисии в ЕС продължава силно да се влияе от CO2 емисиите на държавите Германия и Великобритания, които генерират около една трета от емисиите на ЕС.
- ✓ Сектор „Транспорт” за държавите от ЕС 28, от общите CO2 емисии генерира около 19 %. Над 90 % от емисиите на парникови газове на сектор „Транспорт” се дължат на автомобилния транспорт. Спрямо общите CO2 емисии за нашата страна сектор „Транспорт” има дял 13,5%.
- ✓ Основен източник на замърсяване на околната среда в сектор „Транспорт” се явява автомобилният транспорт с 84 % от общите емисии въглероден диоксид.
- ✓ Средните CO2 емисии на новия европейски автопарк през 2012 год. възлизат на 132,2 g/km. Дългосрочната цел е средно 95 g/km, отделени CO2 емисии от новите автомобили за 2020 год.
- ✓ С интензивни темпове (100% годишно нарастване) се внедряват автомобилите с електро задвижване. Очертават се два основни класа – само с електро задвижване, предназначени за градска среда и хибридните, с електро задвижване и ДВГ, предназначени предимно за извънградските маршрути.
- ✓ Конвенционалните автомобили в България отделят 60 351 kg (208 g/km) CO2, електромобилите – 38 511 kg (133 g/km) CO2, а хибридните автомобили – 37 103 kg (128 g/km)CO2. Електромобилите отделят с 36 % по-малко CO2 емисии, отколкото конвенционалните автомобили.
- ✓ Разходът на електроенергия за зареждане на разработените и приведени в действие моделите автомобили с електро задвижване е в диапазон от няколко kWh/100 km пробег до 30 kWh/100 km пробег. Този разход има базисен характер за определяне капацитета на зарядните станции за автомобилите с електро задвижване, каквито се предвижда да бъдат изграждани в България.
- ✓ В страната е изградена мрежа, в която функционират 1486 от бензиностанции, от които 536 са включени във няколко вериги (ПЕТРОЛ, ЛУКОЙЛ, ШЕЛ, ЕКОО, РОМПЕТРОЛ), около 100 станции за зареждане с газ и толкова с метан. Налице е една цялостна изградена инфраструктура и автоматизирана информационна система за отчитане и контрол на продаваните горива , свързана с Националната агенция по приходите.
- ✓ Оценките за интензивността на замърсяването на околната среда от автомобилния транспорт имат субективен характер, не се използват потоците от горивата, с които ежедневно се зареждат автомобилите на всяка от бензиностанциите, като най-обективната и достъпна за целта информация, още повече че бензиностанциите са свързани в мрежата на НАП.
- ✓ В условията на България все още е ограничено използването на алтернативните и възобновяемите източници на енергия за осигуряването на автомобилния транспорт – водород, био дизел, биогаз, енергията на слънцето и вятъра, когенерация. Ускореното използване на алтернативните източници предполага разработването на национална и корпоративни програми за използването им, вграждайки ги към самите бензиностанции и изграждане на цялостна

инфраструктурна система за комбинирано енергоосигуряването на автомобилния транспорт.

- ✓ Остава открит въпроса, на база съществуващата инфраструктура от бензиностанции, газ- и метанстанции, мрежите на НАП, да се изграждат нови по свойства система за комбинирано енергоосигуряване на автомобилния транспорт, в които да се вграждат възобновяеми енергийни източници за осигуряване както на собствените нужди на обектите, така и за зареждане на автомобили с електро задвижване и ДВГ, отчитане и контрол на заредените количества горива и електроенергия, отделяните количества вредности, степента на намаляване на замърсяването на атмосферата вследствие използваните възобновяеми енергийни източници, отчитане броя на автомобилите с електро задвижване.

Стъпка в посока към радикални промени е изграждането на нова система на базата на съществуващите мрежи от бензиностанции, газ- и метанстанции, чрез които да се съчетаят условията за намаляването на вредните емисии, шума и разхода на течни горива. Едновременно с това да бъде възможно с реална информация в реално време да се контролират и отчитат разходите на енергия, горива, отделяните газове и степените на намаляване на вредните емисии, в съответствие със интензивността на нарастването на автомобили с електрозадвижване и използването на възобновяемите и алтернативни източници на енергия.

Предлагаме проект за създаване, изследване и оптимизация на градски автомобил задвижван от алтернативен енергиен източник – водородна клетка. В проекта е предвиден сравнителен анализ между конвенционалните методи и иновативните подходи за задвижване на моторни превозни средства (МПС). В природата водородът не съществува като отделен елемент, а само като съставна част на различни химически съединения. Това налага провеждането на задълбочен анализ и оценка на методите за получаване на водород в чист вид. В проекта са планирани научно-приложни изследвания, които ще дадат оценка за ефективността на водорода като алтернативен източник на енергия, влиянието му върху околната среда, както и ще бъдат търсени методи за съхранение на енергията. Конвенционалните подходи използват акумулаторни батерии, които съхраняват определено количество енергия, но като иновативен подход в проекта се предвижда внедряването на супер кондензатори, които се характеризират с бърз заряд и линеен разряд. В допълнение, работата по проекта ще стимулира научната дейност, професионалната насоченост и умения на младите ентусиасти в лицето на ученици, студенти, докторанти и преподаватели. Предвижда се дейностите и получените резултати да бъдат включени в международни и национални форуми със състезателен характер, които ще популяризират актуалността и значимостта на автомобилите задвижвани с алтернативни източници на енергия. Интегрирането на такива автомобили в транспортната инфраструктура би довело до намаляване на общото замърсяване, което от своя страна ще подобри екологичното състояние и качеството на живот на жителите в градовете. За качествено реализиране обхвата на проекта ще бъдат организирани отворени дискусии, ще бъдат привлечени изявени специалисти в предметната област и не на последно място екипа ще се води от успешни практики от световния опит.

Актуалността на тази научна тематика е безспорна. Свидетелство за това са редица международни конференции в тази област.

Интердисциплинарността на тематика изисква задълбочени познания в областите като: дизайн, транспортна техника, мехатроника, автоматика, електроника, телекомуникации, информационни технологии, компютърни науки, материалознание и др. Това е предпоставка за създаване на голям екип с участие на преподаватели, докторанти и студенти от всички факултети на Русенски университет. В неговия първи вариант са включени над 30 студенти и докторанти и 10 преподаватели.

Цел и задачи на предложения проект:

Цел на проекта е усъвършенстване и затвърждаване мястото на Русенският университет „Ангел Кънчев“ като лидер в сферата на научно-изследователската и учебната работа в областта на проектиране, разработване и популяризиране на прототип на автомобил от градски тип, задвижван с алтернативен източник на енергия. За изпълнението на поставената цел ще се проведат поредица от анализи и експериментални изследвания за определяне на ключовите експлоатационни характеристики на прототипа и ще се оптимизира разхода на електроенергия без това да укаже значителен ефект върху скоростта, маневреността или други параметри на превозното средство. Паралелно с това ще бъде извършен обстоен анализ на възможностите и предизвикателствата, които трябва да бъдат решени за интегриране на алтернативен транспорт в съществуващата пътна инфраструктура на България.

Всичко това формира основната цел на проекта: Проектиране, създаване, изследване и оптимизиране на градски автомобил с алтернативен източник на енергия задвижван от водородна клетка.

Задачите, които ще решава проекта са:

- ✓ Сравнителен анализ на влиянието на класическите автомобили и тези с алтернативни източници на енергия върху околната среда и качеството на живот на хората, чрез провеждане на специализирани изследвания;
- ✓ Изследване на методите за производство на водород, чрез електролиза, термолиза и конверсия на твърдо гориво с водна пара и анализ на влиянието им върху околната среда. Анализ на възможностите за изграждане на депа за добиване на водород в България;
- ✓ Анализ на параметрите влияещи върху разхода на електроенергия при електромобилите;
- ✓ Изследване на корелационните връзки между параметрите свързани с движението на превозните средства и разхода на електроенергия за задвижване на прототипа;
- ✓ Проучване на възможностите и изграждане на стратегия за интегриране на иновативен транспорт с алтернативен източник на енергия в градски условия, с акцент намаляване на вредните емисии и опазване на околната среда;
- ✓ Повишаване на информираността, знанието и разбирането на заинтересованите страни и обществеността за практически приложими и научно обосновани начини за прилагане на транспортни средства с алтернативни горива. Популяризиране на постигнатите резултати и повишаване на обществения интерес в областта на зеления транспорт.

Проектирането на прототипа на градски автомобил задвижван с водородна клетка изцяло ще бъде съобразен и изискванията на международното състезание Шел Еко Маратон за младежи за да може екипът да участва в състезанието. Това ще даде възможност за допълнителна мотивация на екипа работещ по проекта. Първи вариант на прототипа на градски автомобил HydRU-R1 е показан на фиг. 1. Това е и първият етап на проекта приключил на 09.05.2017 г.

Очаквани резултати:

Крайният резултат от изследването ще включва: Създаване на комплексна методологията за извършване на сравнителен анализ на влиянието на класическите автомобили и тези с алтернативни източници на енергия върху околната среда и качеството на живот на хората, с решаване на редица междинни задачи. Подобни задачи са свързани с анализ на възможността на базата съществуващата инфраструктура от бензиностанции, газ и метанстанции, мрежите на НАП, да се изследва възможността за изграждане на нови по свойства система за комбинирано енергоосигуряване на автомобилния транспорт, в който да се вграждат възобновяеми енергийни източници за осигуряване както на собствените нужди на обектите, така и за зареждане на автомобили

с електрозадвижване и ДВГ, отчитане и контрол на заредените количества горива и електроенергия, отделяните количества вредни емисии, степента на намаляване на замърсяването на атмосферата вследствие използваните възобновяеми и алтернативни енергийни източници, отчитане броя на автомобилите с електрозадвижване и др.



Фиг.1. Общ вид на прототипа HydRU R1

Направените анализи, обосновки и разработените в проекта модели ще послужат като основа за разширяване на научните изследвания и база за нови проекти, свързани с екологичен транспорт и зелени технологии.

В колектива по проекта са включени студенти, чийто дипломни работи, ще бъдат пряко свързани с работата по проекта. Ще бъдат разработени приложения за учебен процес, които ще се ползват в дисциплини от учебния план за ОКС “Бакалавър” и ОКС “Магистър”. Поради интердисциплинарността на проекта в него са привлечени студенти, докторанти и преподаватели от различни катедри и факултети.

Заключение:

Доказателство за възможностите на сформираният вече екип е и първоначалният интерес, който проявяват водещи чуждестранни учени и колективи, към провеждането на съвместни изследвания и разработки.

Изложеното по-горе ясно показва трайният интерес на колектива към предлаганата тематика, натрупания в рамките на години научен и технологичен потенциал, както и предпоставките за неговата успешна реализация. Това дава основание да се твърди, че очакваните практически резултати са пряко свързани с решаването на формулираните научни и научно приложни задачи и ще доведе до следните възможности:

- ✓ Прототипът на градския автомобил задвижван от алтернативен енергиен източник – водородна клетка дава възможност за провеждане на изследователска дейност. С помощта на разработените системи на електромобила могат да се изследват проблеми, които възникват в реалните условия на работа. Могат да се следят и оптимизират параметри с които да се оптимизира разхода на енергия;
- ✓ С помощта на така разработения прототип на градски автомобил могат да се тестват нови системи за управление и оптимизиране на динамичните и икономически показатели на електромобилите;

- ✓ Ще бъдат разработени и системи за сигурност, които ще бъдат изпитани в процеса на работа. Много от параметрите на тези системи могат да бъдат следени в реално време;
- ✓ Ще бъде проектирана и създадена специализирана облачно базирана платформа за следене в реално време на параметрите на електромобила, която ще позволи внасянето на адекватни корекции в методиката за управление на прототипа от градски тип и ще допринесе за тестването на различни стилове на управление. За реализиране функционалността на платформата ще бъде интегрирана система за двупосочен далекообхватен безжичен пренос на телеметрични данни с възможност за динамично отдалечено управление настройките на управляващите електронни модули.

Литература:

1. Eurostat, Trnasport, http://ec.europa.eu/eurostat/web/transport/data/database.
2. http://www.shell.com/promos/download-the-shell-eco-marathon-global-rules/_jcr_content.stream/1472744744388/7b204129356de26d47c9f21e2c8f58e07f3e2e4f266ae7714c8e6b17bb7051e1/sem-2017-rules-chapter-1.pdf
3. http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/about.html
4. http://energia.elmedia.net/bg/2013-6/editorials.
5. http://www.ecars.bg/techno/item/2185-na-chisto-gorivo-vodorod-nulevi-vredni-emisii-neizcherpaem-zapas?tmpl=component&print=1
6. http://koli.bghot.com/koli-vodorod.php
7. Viraneva A., Iv. Bodurov, M. Marudova, T. Yovcheva. Project activity - Good Practice in Non-formal Education at HEI. XLIV Conference on Physics Training Issues. 7-10 April, Yambol, 2016.
8. Simeonov D., V. Pencheva. Interaction of Transport Modes. University of Ruse. 2002.
9. White book. Roadmap for Achieving Common European Transport Space - to a Competitive Transport System with Efficient Use of Resources. Brussels, 2011.

Contact Infofmation: Eng Ivan Beloev, PhD, University of Ruse, Department of Transport,
Project Manager for creating a city car prototype, driven by an alternative energy source,
Ruse 7017, 8 Studentska str., Bulgaria, E mail: ibeloev@uni-ruse.bg

The paper has been reviewed.

АВТОМАТИЧНИ ПРЕДАВАТЕЛНИ КУТИИ ОТ ТИПА 8HP

Стефан Стефанов, Радостин Димитров, Росен Христов

AUTOMATIC TRANSMISSION TYPE 8HP

Stefan Stefanov, Radostin Dimitrov, Rosen Hristov

This the report examines characteristics of the PWM solenoids (electronic pressure regulator), embedded in automatic transmissions of the type 722.9 cars Mercedes. For this purpose, made special hydraulic fixture with electronic controls, which imitate the work of this pressure regulator under real conditions.

Key words: Automatic Transmission 8HP; electronic pressure regulator, solenoid.

ВЪВЕДЕНИЕ

Съвременните автоматични степенни предавателни кутии се развиват и усъвършенствуват с бурни темпове. Едната насока в това развитие е увеличаване броя на предавките, което води до по-добър комфорт при шофиране, намаляване разхода на гориво и вредни емисии. Друга насока в развитието е увеличаване на дела на електрониката в управлението на предавателните кутии. В този аспект блоковете за управление на предавателните кутии са в самата предавателна кутия, като заедно с хидравличното управление образуват общ блок, наречен Мехатроник. По този начин се намалява и броя на кабелите в автомобила, като връзката между отделните управляващи блокове на системите на автомобила се извършва с CAN комуникация. Това води до по-добро съгласуване на работата на предавателната кутия с другите системи и най-вече с работата на двигателя. Друга тенденция е използуването на съвременни по-нови материали, чрез което се постига намаляване теглото на самата автоматична предавателна кутия. Използуването на новоразработените масла за съвременните автоматични предавателни кутии води до неколкократно по-голям пробег до смяната на маслото, в сравнение със старите конструкции и масла.

В този доклад ще бъдат разгледани автоматичните предавателни кутии от моделното семейство 8HP, разработени от фирмата ZF (Zanrad Fabric), които понастоящем са широко разпространени в съвременните автомобили, производство след 2010 година.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Цел: Целите на настоящият доклад са:

1. **Да се разгледа начина на работата на автоматични предавателни кутии от типа 8HP.**
2. **Да се диагностицира състоянието на електронните регулатори на налягане в автоматичните предавателни кутии от типа 8HP, с цел да се даде заключение за изправността им.**

Автоматичните предавателни кутии от типа 8HP на фирмата ZF са с осем предавки на преден ход. Тези осем предавки осигуряват много добра динамика на автомобила и комфорт при шофиране, като поддържат двигателя в оптимален работен режим.

Фирмата ZF е известна от началото на миналия век. Тя има богат опит при разработването и производството на автоматични предавателни кутии. Известни са три, четири, пет и шестстепенните й предавателни кутии с които бяха оборудвани автомобилите на Audi, BMW, Jaguar, Volvo, Peugeot, Rover и други.

8HP е разработена в още по-голямо вариантно разнообразие от предишните модели, с цел покриването на всички мощностни диапазони на двигателите. По години излизат следните модели:

2008 – 8HP70, GA8HP70Z, GA8HP90Z;

2009 - 8HP45, 8HP45X, 8HP55A, 8HP70X, 8HP90, 8HP90A, GA8HP70H, GA8HP45Z;

2010 - 8HP55A HIS;

2011 - 8HP45 HIS, 8HP45X HIS, 8HP55FL HIS, 8HP70 HIS, 8HP70H, 8HP70X HIS, 8HP90A HIS, 8HP90A74;

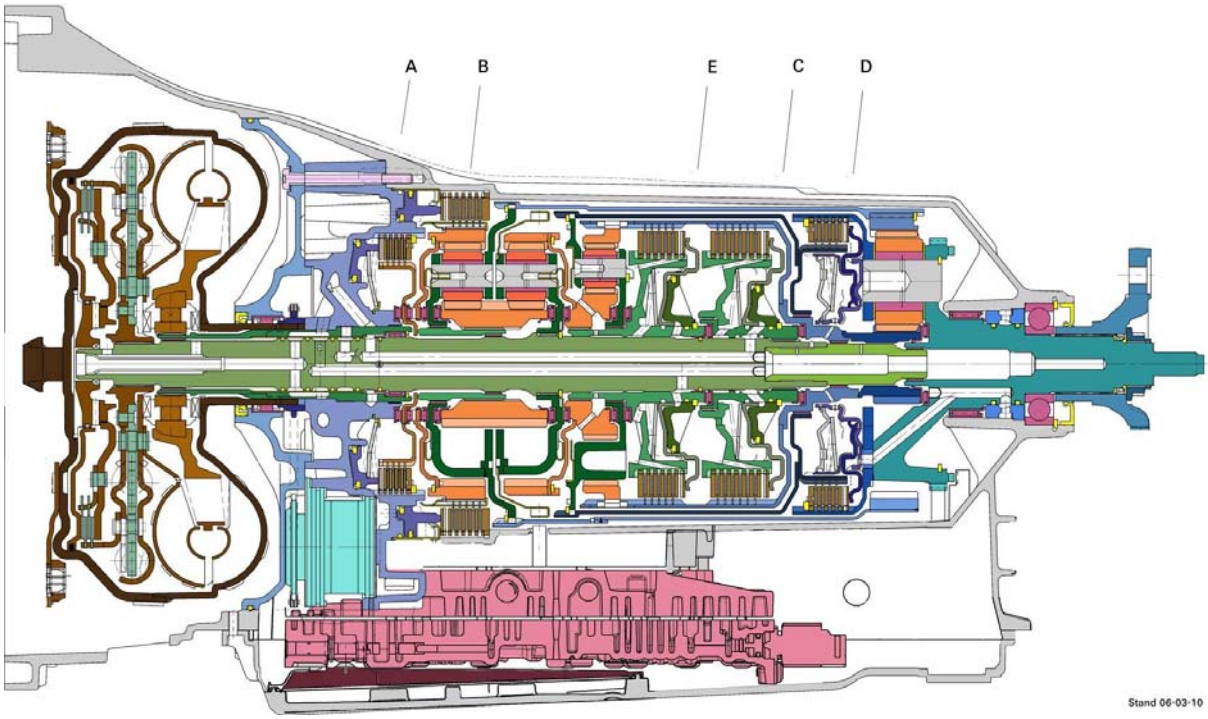
2013 – 8HP50, 8HP50X, 8HP65A;

2014 - 8HP75 HIS, 8HP75X, 8HP95A HIS;

2015 - 8HP65 APH.

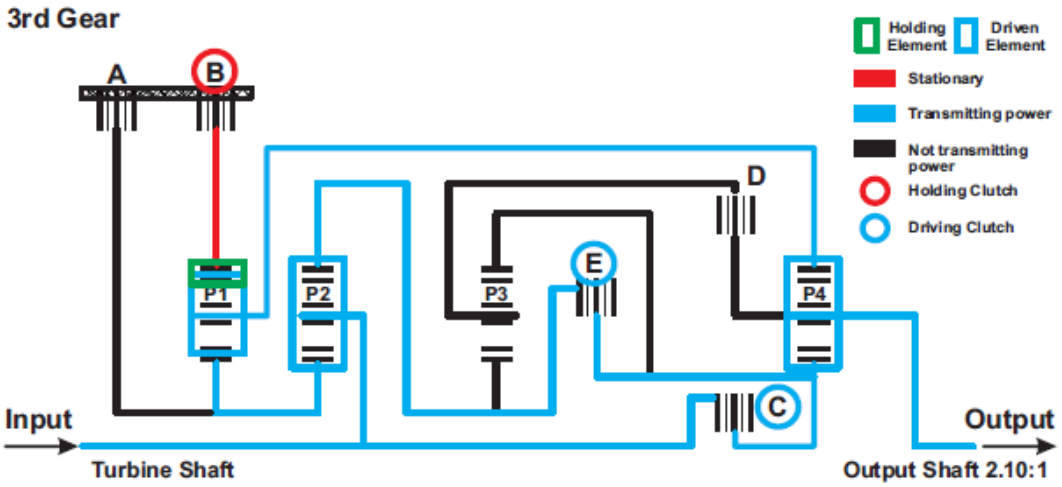
На фигура 1 е даден напречен разрез на тази предавателна кутия.

Прави впечатление опростената ѝ конструкция, състояща се от: пет многодискови съединителя (A, B, C, D и E) и четири планетарни предавки. За сравнение, пет степенната предавателна кутия 5HP19 има седем многодискови съединителя, две планетарни предавки и един еднопосочен съединител.



Фиг.1 Напречен разрез

На фигура 2 е дадена кинематичната схема на предавателната кутия (включена трета предавка). В таблица 1 са дадени комбинациите от включени елементи при осемте предавки на преден ход и предавка заден ход.



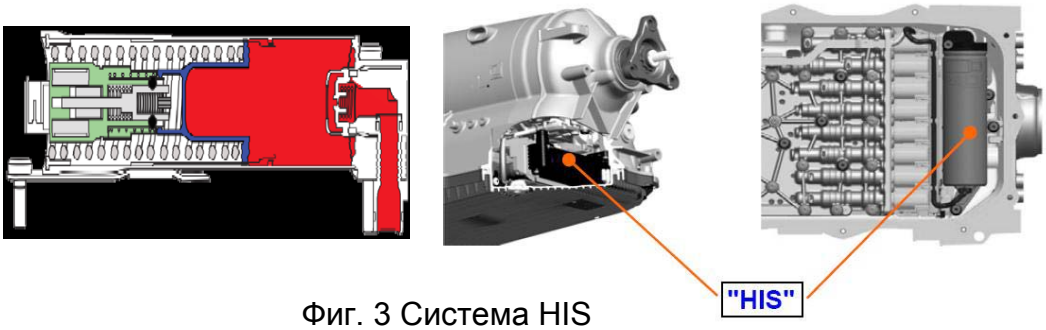
Фиг. 2 Кинематична схема (трета предавка)

В някои от автомобилите се вграждат предавателни кутии 8HP, оборудвани със системата HIS (Hydraulic Impulse Storage) – фигура 3. По време на работа на двигателя в акумулатора на системата HIS се поддържа определен обем с налягане на маслото. Когато автомобилът спре, двигателя се изключва автоматично. При тръгване, двигателя се рестартира автоматично, а налягането в системата HIS захранва съединителите, тъй като при изключен двигател, маслената помпа на предавателната кутия не работи и налягането в магистралите е нула. Това захранване с налягане става моментално, за по-малко от 350 милисекунди, след отстраняване на крака на водача от педала на спирачката.

Таблица 1

Clutch		Brake A	Brake B	Clutch C	Clutch D	Clutch E	Converter	
Sol. / Gear	Park Release N88 (N/O)	Sol. A EDS A N215 (N/V)	Sol. B EDS B N216 (N/V)	Sol. C EDS C N217 (N/A)	Sol. D EDS D N218 (N/A)	Sol. E EDS E N233 (N/A)	TCC EDS-WK N371 (N/V)	Line EDS Sys N443 (N/A)
Park	O	X	X*	0	O	O	O	O
Neutral	X	X	X*	0	O	O	O	O
Reverse	X	X A	X A	0	X A	O	O	+/-
1st	X	X A	X A	X A	O	O	+/-	+/-
2nd	X	X	X	O	O	X	+/-	+/-
3rd	X	O	X A	X A	O	X A	+/-	+/-
4th	X	O	X A	O	X A	X A	+/-	+/-
5th	X	O	X A	X A	X A	O	+/-	+/-
6th	X	O	O	X A	X A	X A	+/-	+/-
7th	X	X A	O	X A	X A	O	+/-	+/-
8th	X	X A	O	O	X A	X A	+/-	+/-

0 – няма налягане, X – има налягане, A – съединителят е зацепен



Фиг. 3 Система HIS

Управлението на тази предавателна кутия, наречено Мехатроник се състои от хидравличен блок и електроника.

Хидравличният блок включва клапани, които регулират наляганията и ги насочват по определени магистрали.

Електрониката се състои от платка, в която са имплантирани управляващия модул (TCM), преобразуватели на честота и температура, преобразовател за положението на скоростния лост и соленоиди.

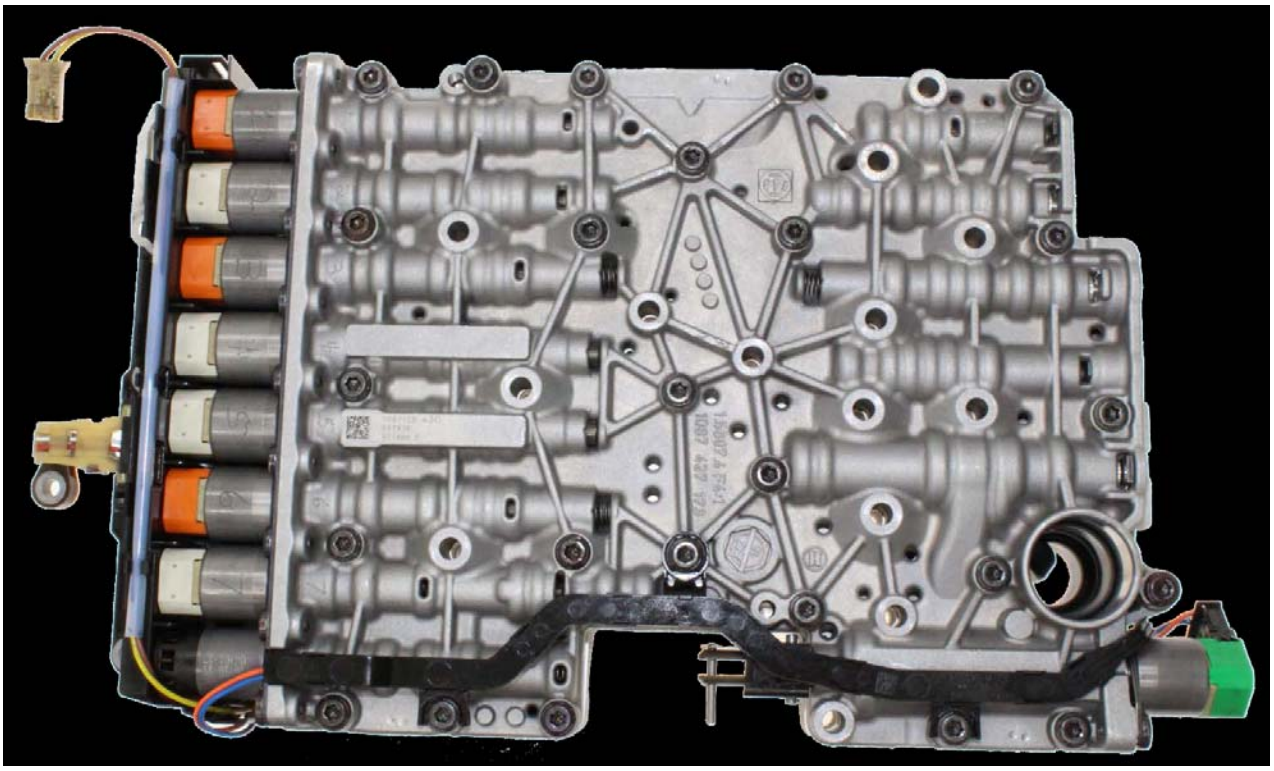
При дефект в предавателната кутия, обикновено в хидравличния блок попадат метални стружки и композитен прах от износването на многодисковите съединители,

както и от хидротрансформатора. Това налага почистване на хидравличния блок и проверка на елементите му, както и проверка за износване на отворите на клапаните.

При проблем с електронните компоненти на помощ идва тестера за електронен тест. Електронният тест може да регистрира електронна повреда, като например неизправен преобразувател за честота, прекъсната намотка на соленоид и други.

Практиката показва, че обикновено соленоидите – Фиг.4, не прекъсват електрически, а повредата е в механичната им част. При подаване на напрежение регулиращият елемент на дефектният соленоид се движи нормално, както и на изправният. Това означава, че повредата може да се регистрира само на стенд, чрез снемане на характеристиката на налягане. Освен това характеристиката трянва да се изследва при различни температури на маслото. Предварително е необходимо да се тества автомобилът на пътя, за да се констатират аномалиите в превключването на предавките.

Соленоидите на фиг.4, са със следните означения (от горе на долу): sol.A, sol.D, sol.B, sol.E, sol.C, sol.TCC, Line Pressure sol., Park Release sol. В дясно имаме един соленоид – Park Hold Mechanical solenoid.



Фиг. 4 Клапанно тяло на автоматична кутия 8HP

Принцип на работа на соленоидите:

Характеристиката на налягането се постига чрез подаване на импулси от контролера, управляващ предавателната кутия към съответния соленоид по зададена програма в паметта на контролера. Управляващият сигнал се състои от импулси с различна продължителност (Duty cycle), при постоянно напрежение от 12 волта и постоянна честота. Честотата при която работят тези соленоиди е 1000 Hz.

Методика на изследването.

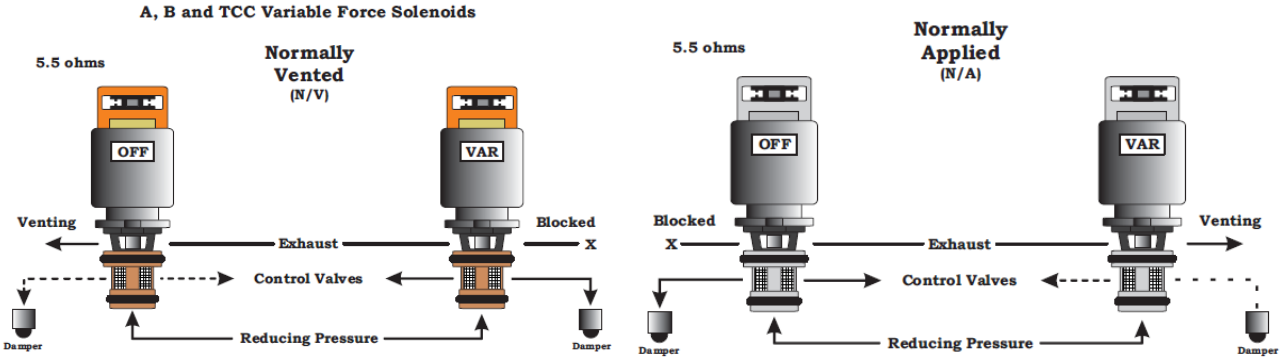
Налягането на маслото, захранващо соленоида се получава от маслена помпа, въртяща се от електромотор. За целта е разработен специален стенд - [1]. Чрез манометър се отчита захранващото налягане, което може да се регулира. Маслото е ATF – масло за автоматични предавателни кутии. Това налягане се подава на входа на регулатора, чрез адаптор изработен от алуминиева сплав, посредством щуцер с бърза връзка.

Налягането, което се получава след регулатора се измерва с манометър за визуализация и с прецизен тензометричен преобразувател за налягане (датчик за налягане) –– MPX5999D.

Работната честота и коефициентът на запълване (Duty cycle) се задават от специално за целта разработена електронна система. Паралелно към подаденият сигнал е включен осцилоскоп за контрол на сигнала.

На фиг. 5 са дадени схемите на работа на соленоидите (регулатори на налягане), като тези с оранжева букса са с прогресивна характеристика, а тези с бяла букса, с регресивна характеристика. Соленоидът с черна букса е от типа „on-off” соленоид, а със зелената букса – Park Hold Mechanical Solenoid е също „on-off”.

Проблеми създават регулаторите на налягане – бял и оранжев, най-често при работна температура на маслото в предавателната кутия.



Фиг. 5 Принцип на работа на соленоидите – регулатори на налягане

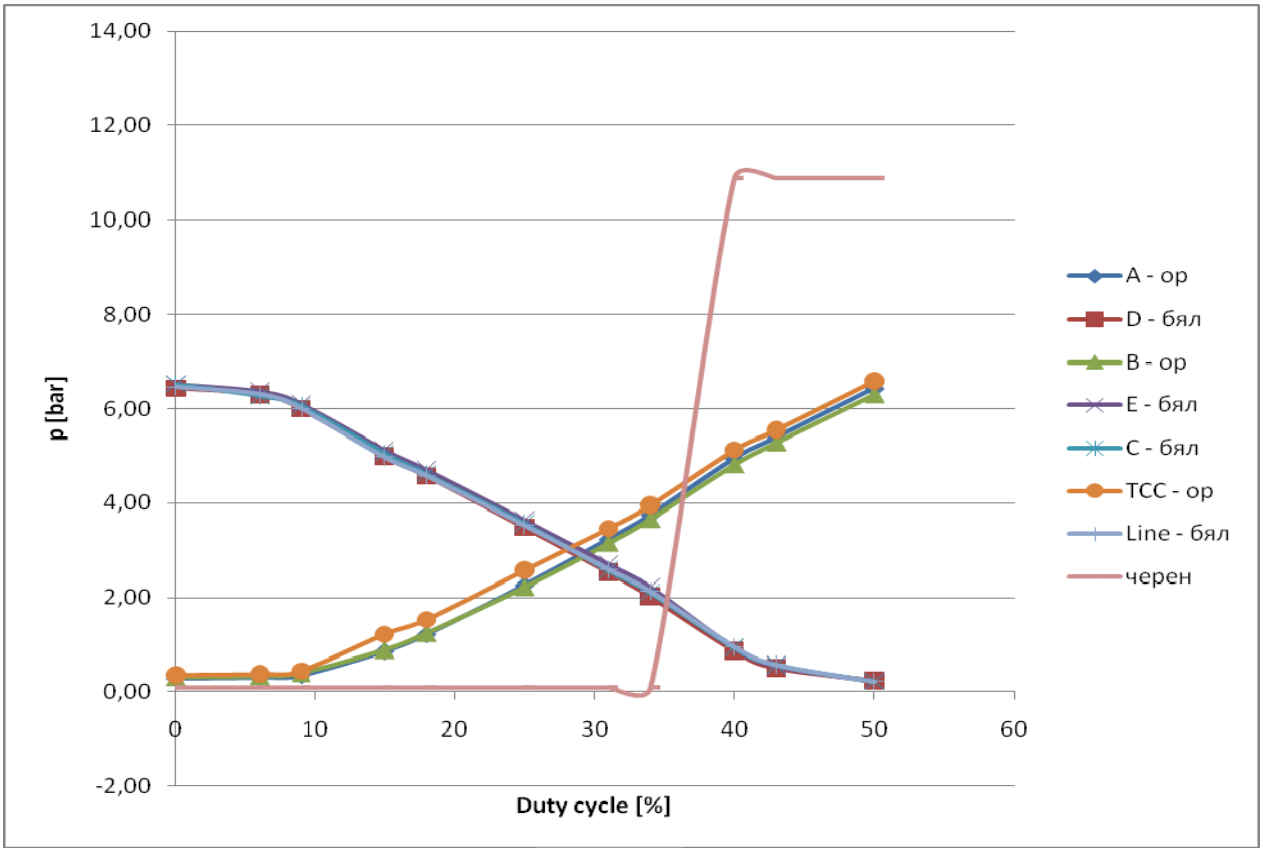
Резултати от изследването.

За експеримента бяха снети характеристиките на регулаторите на налягане от предавателна кутия 8HP70, която беше с механичен дефект – износени съединители A и B, както и повреден хидротрансформатор.

След ремонт на предавателната кутия, почистване и проверка на клапанното тяло, бяха проверени соленоидите на стенда. Оказа се, че соленоидите не са дефектирали, което се вижда от данните и графиката по-долу. Данните в таблица 2 и графиката на фигура 6 са снети при работна температура на маслото. При стайна температура на маслото характеристиките също са добри, но не са дадени в този доклад. След монтиране на предавателната кутия всички предавки се включваха нормално.

таблица 2

%	A - ор	D - бял	B - ор	E - бял	C - бял	TCC - ор	Line - бял	черен
0	0,29	6,44	0,31	6,53	6,53	0,36	6,46	0,09
6	0,31	6,30	0,33	6,37	6,28	0,38	6,30	0,09
9	0,36	5,99	0,40	6,10	6,06	0,44	5,99	0,09
15	0,87	4,99	0,89	5,13	5,06	1,22	4,97	0,09
18	1,22	4,57	1,24	4,71	4,62	1,53	4,57	0,09
25	2,26	3,49	2,22	3,64	3,57	2,57	3,53	0,09
31	3,24	2,53	3,15	2,71	2,57	3,46	2,60	0,09
34	3,75	2,02	3,66	2,22	2,11	3,95	2,13	0,09
40	4,95	0,87	4,82	0,93	0,93	5,13	0,95	10,90
43	5,39	0,51	5,28	0,55	0,58	5,55	0,58	10,90
50	6,44	0,24	6,30	0,22	0,22	6,59	0,22	10,90



Фиг.6

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Осемте предавки на автоматичната предавателна кутия 8HP на фирмата ZF осигуряват много добра динамика на автомобила и комфорт при шофиране, като поддържат двигателя в оптимален работен режим.

2. Чрез системата HIS се постига по-добра икономия на гориво и по-малко отделяне на вредни емисии при натовареното градско движение и честите задръствания в големите градове.

3. Кинематичната схема на тази автоматична предавателна кутия е реализирана с минимален брой елементи.

4. Чрез изследване характеристиката на електронните регулатори на налягане, може да се даде заключение за изправността им, както и да се спестят време и средства при диагностиката и ремонта на този тип автоматични предавателни кутии.

.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стенд за изследване характеристиките на електронни регулатори на налягане, вграждани в автоматични предавателни кутии. НТК, Транспорт, екология - устойчиво развитие, ЕКО Варна 2012

За контакти:
Д-р инж. Стефан Стефанов, катедра “Транспортна техника и технологии”, Технически Университет – гр.Варна, тел. 052/ 38 34 83, e-mail: stefanov_48@abv.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЪЗМОЖНОСТИТЕ ЗА ИЗПОЛЗВАНЕ НА ДВИГАТЕЛ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ КАТО ДВИЖИТЕЛ НА ОРНИТОПТЕР

Ангел Ангелов

THE POSSIBILITY TO USE AN ICE FOR PROPULSION OF ORNITHOPTER

Angel Angelov

Abstract: Flight efficiency of the ornithoptera is mainly due to the cyclic sectoral movement of the wings and the resulting non-stationary flow conditions. This report shows the possibility to use an ICE for propulsion of ornithopter. There is a similarity between the graphs of the resistive forces and the graphs of the torque generated by the ICE. It is noted that it is possible to consider the operation of the engine and the working machine as a set of units with certain characteristics joining their motion in a co-oscillating system.

Key words*: ICE,* ornithopter, flying machine

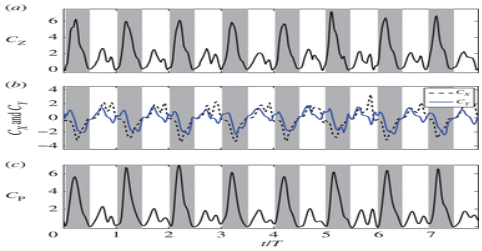
ВЪВЕДЕНИЕ

Ефективност на полета на орнитоптерите се дължи основно на циклично секторно движение на крилата и породените от това условия на нестационарно обтичане. В този доклад е показана възможността да се използва ДВГ за задвижване на орнитоптер. Установено е сходство между графиките на съпротивителните сили и графиките въртящия момент, произведен от ДВГ. Забелязва се, че е възможно да се разглеждат работа на двигателя и тази на работната машина като съвкупност от звена с определени характеристики, обединяващи движението си в съвместна осцилираща система.

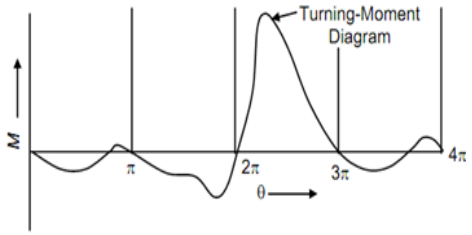
ИЗЛОЖЕНИЕ

Задвижването на малки модели махолети е прието да се извършва с електродвигател и акумулаторни батерии. Те имат определено добра енергонаситеност, но се нуждаят от презареждане при по-продължителен период на използване. За разлика от този вид движители, двигателите с вътрешно горене се явяват надежден енергоизточник с доказани качества при по-продължителна експлоатация на работната машина. Характерното за махолетите е неравномерността на движение на крайните им звена, при което се налагат повишени изисквания към якост и ниско тегло на използваните материали. Това ги прави уникални и рядко срещани летателни апарати, при което методиката за въвеждането им в по-широко разпространение се явява сериозно инженерно предизвикателство.

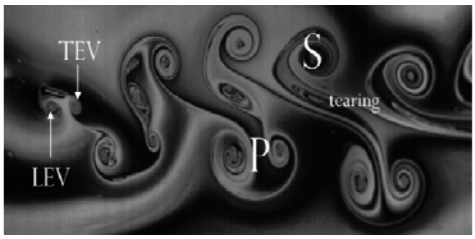
Изследването за избор на подходящ движител води до запознаването с особеностите на движение на крилете, на елементите на механизма, който ги задвижва и на елементите от механизмите използвани в ДВГ. Установено е сходство между графиката на съпротивителните сили (фиг.1), динамиката на присъединените въздушни маси[3] (фиг.3), и графиката на въртящия момент, произведен от ДВГ (фиг.2). Забелязва се, че е възможно разглеждането на съвместната работа на двигателя, работната машина и въздушната среда като съвкупност от звена с определени характеристики, обединяващи движението си в затворена осцилираща система. В същото време съществена трудност се появява от страна на разликите в работните им честоти.



Фиг.1 Коефициенти на подемна сила и съпротивление по време на махане на крилата на малка птица



Фиг.2 Разгъната индикаторна диаграма



Фиг.3 Вихрова следа

Мнозина ентусиасти, който са построили и изпитали махолети в полет са установили, че съществуват закономерности, които свързват инерционните и аеродинамичните сили, действащи на летателния апрат. Характерно за всички е, че те са във функция от движението на едно общо звено. Забелязано, че при повишаване на работната честота, инерционните сили проявяват превес пред аеродинамичните и се появява нужда от прилагане на мерки за тяхното уравновесяване. Това явление често създава неочаквано несъответствие в отношение на якостното оразмеряване и е довело до неуспеха на множество проекти. Съставянето на точните уравнения[1], описващи взаимното влияние на силите в динамичният модел на машинния агрегат са обект на допълнителни изследвания.

Според мнозина изследователи като Вайс-Фо и Йенсен[2] посредством резонансни колебания се създават условия за полет при болшинството от насекомите, дори при такива, при които теоретичните изследвания сочат, че не са способни да летят. За постигане на пълен резонанс не може да се говори, тъй като това явление се проявава с характера на свободните трептения, при които коефициента на демпфиране клони към нула, а в посочената осцилираща система работния орган извършва движения във въздушна среда, където съпротивителните сили са значителни. Тук ролята на двигателя е да внася периодично и в подходящ момент енергия в системата и се явява с видоизменена конструкция, спрямо традиционните високочестотни бутални ДВГ.

Очевидно конвенционален високочестотен бутален двигател може напълно да постигне изискванията на летателния апарат[4]. Пример, който позволява пряко съвместяване на двигателя с работния орган е описаната система на Болдирев[5], където предкрилката в работен режим се колебае с честота около $1500 - 2000$ мин$^{-1}$. Това донякъде е съпоставимо с честотата на номинално натоварване на някой видове малогабаритни двигатели и предоставя възможност за осъществяване на директна връзка на силите, действащи чрез буталото върху рамото на предкрилката, която извършва секторна ротация. Възможно е също използването на двутактов двигател с два срещуположни цилиндъра и плаващи бутала, обединени с общо стебло и силоотвеждаща точка. Тази схема понижава до голяма степен нормалните сили на триене в контакта на буталото с цилиндъра, и по този начин се повишава механичния к.п.д. на двигателя.

Високочестотен ДВГ с определена потребна мощност може да задвижи механизма и крилете на махолет (или вълнолет) по един от описаните начини:

- Механичен привод. Подходящ е за свързване на вала, извеждащ мощността на ДВГ, посредством съединител и вълнов редуктор[6] (фиг.4,а) с предавателно число около $i \cong 80$ с втория вал, който задвижва коляно-мотовилковия механизъм на рамената на крилете. Тук са необходими машинни елементи, които променят радиуса на прилагане на силата върху рамената. Възможно е

това да се осъществи с допълнително рамо и винтогаечна двойка (фиг.4,б), поставена в оста на плъзгане между двойка от плъзгачи (фиг.4,в).



а) б) в)

Фиг.4

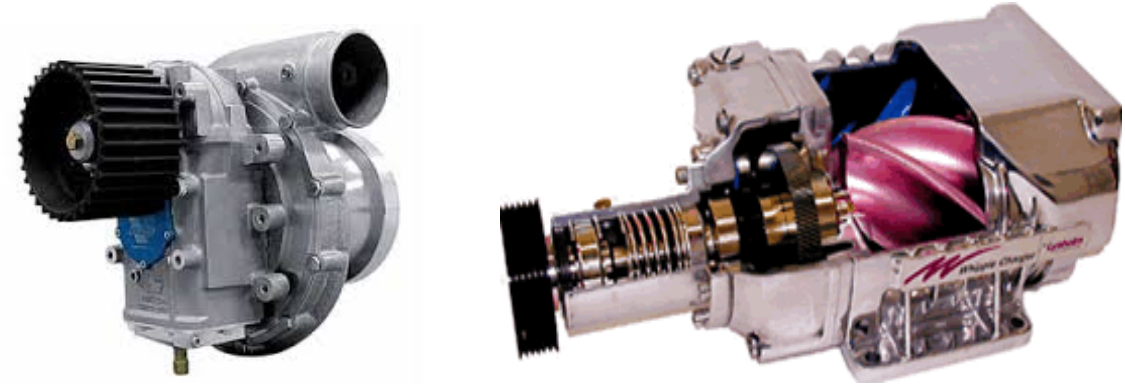
- Хидравличен – посредством хидропомпа (фиг.5,а), управляващ разпределител (фиг5,б), хидро-пневматична компенсационна камера (фиг5,в) и хидроцилиндри (фиг.5,г).



а) б) в) г)

Фиг.5

- Пневматичен. Посредством използването на ДВГ като генератор на отработили газове с определени параметри – налягане и производителност. Също така е възможно използването на естествения въртящият момент на вала за задвижване на центробежен (фиг.6,а) или обемен компресор (фиг.6,б).



а) б)

Фиг.6

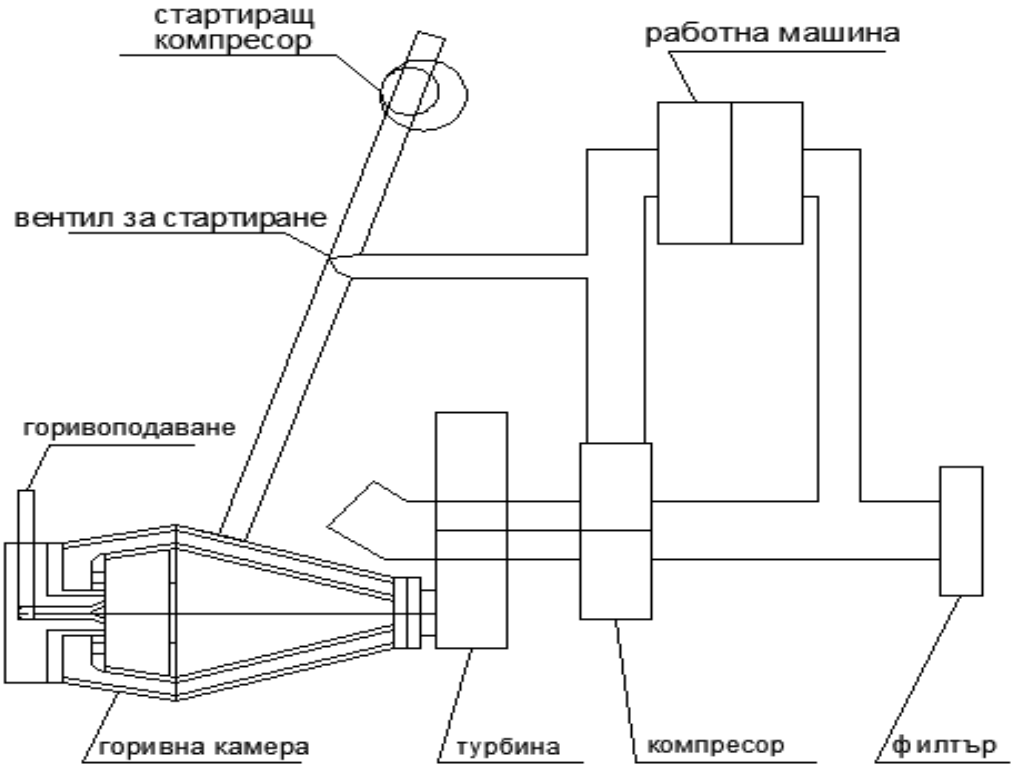
За изпълнителните органи, които задвижват крилете може да се приложат пневматични цилиндри (фиг.7,а) или пневматични камери (фиг.7,б).



а) б)

Фиг.7

Като източник на въздушен поток с определени параметри съществува вариант да се използва газотурбинен двигател както в представената опростена схема на фигура 8. Разтоварващият налягането участък се включва в смукателния канал на компресорното колело с цел понижаване на нивото на шум и загуби от изпускане на потока от все още притежаващия енергия въздух.



Фиг.8

В описаните варианти за задвижване често се явява необходимост да се редуцират определени сили, като се намали честотата и се увеличи приложения въртящ момент. Това води до съобразяване с характеристиките и коефициентите на полезно действие на използваните машинни елементи, които изграждат механизма като цяло. Всички те са специфични и притежават, както определени предимства, така и редица недостатъци.

Например хидравличните системи са относително компактни и подходящи, ако използват работно налягане в границите $P_{раб} - 20 + 25\ MPa$. Подлежат на лесна регулировка и имат добро бързодействие. Недостатъкът им се състои в загуби от дроселиране, което неизменно съпътства разпределящите и регулиращи процеси. Това може значително да се погаси с използване на хидро-пневматични демпферни камери. Освен това при тежък режим на работа се явява необходимост от охлаждане

посредством охладители, свързани в охладителен кръг. Несъобразяването с предписаните мерки води до риск от промяна на параметрите или отказ на системата.

При използване на пневматична система работното налягане е относително ниско и това допринася за използване на леки материали – алуминий, каучукови и пластмасови елементи. Тук системата е отворена и е наложително да се филтрира работното тяло от твърди частици, маслени пари и конденз. Тъй като въздуха е свиваем е възможна поява на пулсации и движения с нежелана амплитуда. Този ефект може да се премахне посредством успокоители - амортисьори или демпфери с подходящи характеристики. Работното тяло не замърсява околната среда.

Механичната система има голям брой възможни варианти на реализация. Относително компактна и безотказна е. Недостатъците са свързани с инерционните моменти, породени от масите на елементите, които е задължително както да се оразмерят якостно, така и да се уравновесят. Това изисква добро познаване на натоварването на двигателя от вътрешни и външни сили, на работната машина, а също и тяхната връзка. Опитът от изпитанията на самолета на Болдирев предоставят пример за важността на задачата, свързана с изчисляване и оразмеряване на механични приводи. Съществен недостатък е трудността на регулирането. За да се внесе удобство в работата на стабилизиращата и управляващата системи е възможно да се появи изискване за допълнително електрическо, хидравлично, или пневматично захранване.

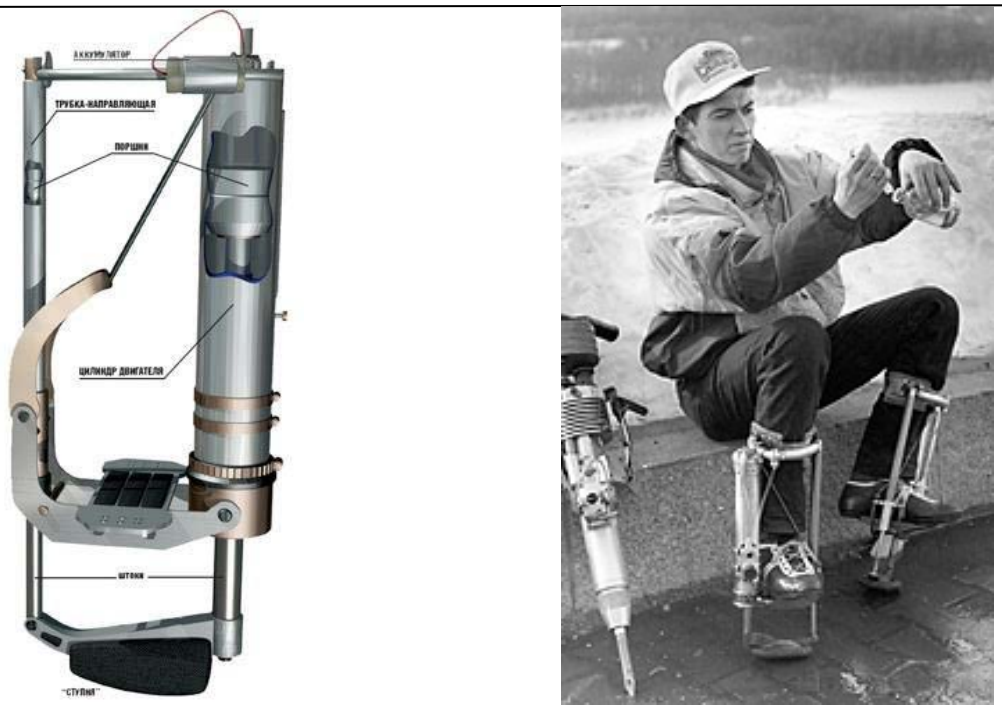
Криви на осцилация на силите около равновесна линия, проявени с различна честота и амплитуда се наблюдават при движение на пълзящи, крачещи, водоплаващи и летящи - влечуги, бозайници и птици. Също такива съвместни движения на крайниците изпълнява човек при нормално вървене или бягане. Може да се направи обобщен извод, че всяко преместване е изразено с предавателни функции и е свързано в такава зависимост, при които големината на амплитудата е обратно пропорционална на честотата за задвижване на елементите на транспортиращото се спрямо околна среда тяло (биологичен организъм, или машина).

Полет на пълноразмерен махолет (или вълнолет) е възможен при движение с определена амплитуда на криле с относително голяма площ, което води до едновременно нарастване на масите, и на техните ускорения. Това може да се компенсира с понижаване на честотата до 1 – 1,5 Hz, и е продиктувано от допустимите стойности на напрежения при якостните изчисления на детайлите. При желание крилете да бъдат задвижвани с директна връзка от газовите сили, въздействащи на буталото (буталата) на нискочестотен ДВГ, е необходимо да се потърсят способностите на нетрадиционен двигател, който наподобява корабните двигатели по ефективност и качества на горивните процеси, но е с многократно по-малки размери.

За да се повиши средната бутална скорост при тази честота е необходимо да се удължи хода на буталото, като отношението S/D може да достигне до стойности 3 – 4. Един подобен пример могат да бъдат „ботушите-бързоходки”[7,8] с монтиран дългоходов едноцилиндров двутактов бензинов двигател (фиг.9, а, б).

След многократно усъвършенстване, масата на един механизъм се е понижила до 1,250 кг, а по визуална преценка той отдава мощност около 0,5 к.с. Това означава, че използвайки получената маса за единица мощност - 2,5 кг/к.с., можем да намерим каква маса би притежавал подобен двигател, но с мощност 10 к.с. и тя е 25 кг. Тази стойност се вмества в отредената за движител на вълнолета маса.

Качеството на организацията на подвеждането на енергия и регулирането на характера на горивния процес за този вид двигател са особено важни, тъй като са в прецизно съчетание с масовите, еластични и съпротивителни характеристики на работната машина. Откроена е проявата на пряката връзка на количеството на цикловата порция с резултата от произведената работа под формата на амплитуда и честота на движение на крилете.



а) б)

Фиг.9

С помощта на допълнителни изследвания е необходимо да се оптимизират факторите, които водят до постигане на забавено, но надеждно и устойчиво развитие на горивния процес, без това да се отрази съществено на ефективността на работните показатели на системата двигател – работна машина.

ИЗВОДИ

- Ниската стойност на потребната мощност предоставя възможност за използване на механично, пневматично, или хидравлично задвижване на крилете на махолет или вълнолет
- Използването на бавноходов ДВГ позволява съвместяването му с работната машина в осцилираща система с определени характеристики
- Понижената работна честота намалява значително линейните и ъглови ускорения, което позволява олекотяване на подвижните и неподвижни детайли.
- Движението на силоотвеждащото звено по секторна ротация и използването на видоизменени мотовилки (или липсата на мотовилки) позволяват значително разтоварване на контакта в цилиндро-буталната група, от там и повишаване на механичния к.п.д. на двигателя.
- Налице са широки възможности за приложение на бавноходови БДВГ в качеството на движител на наземни крачещи, водноплаващи и въздухоплаващи транспортни средства. Предстоят изследвания с цел подобряване на ефективността от тяхната работа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Minchev N. Stoyanov P. Theory of Mechanisms and Machines - Sofia 2011
2. Weis-Fogh T., Jensen M. “Biology and physics of locus flight” 1956.
3. https://books.google.bg/books?id=15qznTK5eQwC&pg=PA298&lpg=PA298&dq=LEV+TEV&source=bl&ots=p5xm1C2v5u&sig=FEakpuBVNOhJnY9TG_qdrNtdjNA&hl=bg&sa=X&ved=0ahUKEwink-jc3J7UAhWlNJoKHZt-ADMQ6AEIUDAH#v=onepage&q=LEV%20TEV&f=false
4. http://www.honda-varna.com/pe/engines.html
5. http://stroimsamolet.ru/100.php
6. http://www.engineering-review.bg/bg/valnovi-predavki/2/1224/
7. http://www.popmech.ru/adrenalin/8056-ya-kiborg-testiruem-sapogi-skorokhody/
8. http://dvs.ugatu.ac.ru/index.php?id=125&Itemid=62&option=com_content&view=article

За контакти:

Инж. Ангел Ангелов, докторант - ТУ Варна, катедра „Транспортна техника и технологии”, тел: 0894 710 352, e-mail: a1169@abv.bg

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ И ОЦЕНКА НА ПОТРЕБНАТА МОЩНОСТ, ИЗПОЛЗВАНА ПРИ ПОЛЕТА НА ЛЕКИ ЛЕТАТЕЛНИ АПАРАТИ

Ангел Ангелов

COMPARATIVE ANALYSIS AND ASSESSMENT OF REQUIRED POWER USED IN LIGHT FLIGHT APPLIANCES

Angel Angelov

Abstract: During the resent years there has been an increased interest in the use of airspace for unmanned radio-controlled models as well as manned aircraft. In parallel, the capabilities and efficiency of the flight of any aircraft are being studied, for the purpose of the continuous improvement in many directions, mainly: economy, flight safety and some of its wider applications as a means of air transportation. The study of this report aims to indicate the importance of aerodynamic quality as a major factor in the flight of an aircraft in a conditions of non-stationary flow.

Keywords: ultra-light aircraft, efficiency of the flight, air transport

ВЪВЕДЕНИЕ

През последните години се наблюдава повишен интерес към използването на въздушното пространство както от безпилотни радиоуправляеми модели, така и от страна на пилотирани малки летателни апарати. Паралелно с това се изучават способностите и ефективността на полета на всеки летателен апарат с цел постоянно усъвършенстване в редица направления, по-главните от които са: икономичност, безопасност на полета и по-широко приложение в качеството му на въздушен транспорт. Изследването на този доклад цели да посочи значението на аеродинамичното качество като главен фактор при полета на летателен апарат в условия на нестационарно обтичане.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Оценка за разликите в динамиката на полет може да се предостави, когато се извърши сравнение между спецификите на познати леки летателни апарати (ЛА). Наравно с това е разгледан интереса към динамиката на полета на орнитоптерите – летателни апарати по-тежки от въздуха, които произвеждат подемна сила и тяга чрез осцилиращо движение на своите криле.

Най-леките от множеството са планери и безмоторни самолети, които биват привеждани в полет чрез теглене от друг ЛА, или чрез спускане от височина. Тяхна специфична особеност е, че не притежават собствен двигател, имат малко собствено тегло и високо аеродинамично качество (фиг.1,а). Използват за своя полет до голяма степен енергията на въздушните потоци. Много често анализа на техния полет служи за обяснение на аеродинамични явления, породени при полета на самолетите.

Самолетите са един широко разпространен вид, който чрез движител създава теглителна сила по направление на своя полет, а крилете посредством напора от насрещния въздушен поток образуват подемна сила, компенсираща силата на теглото (фиг.1,б). Съществува голямо разнообразие от използвани движители, но често използвани при малките самолети са витло, завъртано с определена ъглова скорост от бутален двигател с вътрешно горене.

Хеликоптерите създават подемна сила и движение по хоризонтално направление чрез промяната на ъгъла на въртене спрямо вертикалната ос на голямо носещо витло, наречено ротор, а с помощта на малко опашно витло определят посоката на движение и компенсират породената от ротора реактивна сила (фиг.1,в). Автожирът е вид ЛА с пасивно въртящо се носещо витло, и задвижвано от двигател витло, което създава тяга в хоризонтално направление (фиг.1,г).

Конвертопланът обикновено притежава четен брой големи витла, които в режим на излитане са насочени с вертикална тяга а в режим на хоризонтален полет изправят своя ъгъл към хоризонта в строго определена зависимост от действащите на апарата сили (фиг.1,д).



а) б) в) г) д)

Фиг.1

Съществуват също множество разновидности, които са съчетания от накратко изброените начини за постигане на тяга и подемна сила. Обединяващо за всички видове леки летателни апарати е стремежът към висока ефективност, безопасност на полета, и удобна адаптация за средата, в която извършват своята полезна дейност.

Така описаното ниво до голяма степен е постигнато и се наблюдава трайна тенденция в реализацията на леки летателни апарати, използвани за въздушен транспорт и дейности във въздушна среда. Най-малката потребна мощност, използвана при ултралеките самолети е 30 к.с. (2х15к.с.), отчетена при самолет с маса 75 кг. наречен „Кри-кри”[12](фиг.2,а). При вертолетите има регистриран самоделен апарат, който се вдига успешно във въздуха с двигател с мощност 30 к.с.(фиг.2,б). Най-малкия в света автожир, който надеждно лети във въздушна среда е „Махаон” с мощност на двигателя 36 к.с.(фиг.2,в).



а) б) в)

Фиг.2

Изброените летателни апарати очертават минимално ниско ниво на потребна мощност на използваните на практика двигатели с вътрешно горене, при което реализацията на движител с по-малка максимална мощност е немислима. Съществува една известна и валидна за самолетите формула (1), която прави съпоставка в първо приближение между тегло, скорост и мощност.

$$N_п = \frac{M * V}{K} \qquad (1)$$

Където: M – маса на летателния апарат в кг; V – скорост на полета в м/с; K – аеродинамично качество на ЛА; Nп – потребна мощност кг.м/с (за резултат в к.с. - разделяме на 75).

Тук оценката за съвършенство е аеродинамичното качество К. С него наричаме отношението между коефициента на подемна сила Cy към коефициента на челно съпротивление Cx, а също и подемната сила L към съпротивителната D.

$$K = \frac{C_y}{C_x} = \frac{L}{D} \qquad (2)$$

Подемната L и съпротивителната D сили, действащи на летателния апарат правят връзка между качествата на летателния апарат, скоростта му на движение и плътността на средата[3]. Изразяват се със зависимостите:

$$L = C_y * S * \rho * \frac{V^2}{2} \quad (3)$$

$$D = C_x * S * \rho * \frac{V^2}{2} \quad (4)$$

Тук S е обща площ на крилата в m^2; ρ е масовата плътност на въздуха в $\frac{kg*s^2}{m^4}$ (за въздух $15℃ = 0{,}125$)

Забелязва се, че аеродинамичното качество започва да се проявява с особено значение там, където главния фактор за движението е енергията на въздушния поток, т.е. при маломощни или безмоторни летателни апарати (планери). При самоделните конструкции то е много ниско и е от порядъка 2.5 – 4.5. При самолета на Мишел Коломбан – „Кри-Кри” (фиг.2,а) качеството е около 5.8.

За сравнение в табл.1 са поместени стойности на аеродинамичното качество на някой известни летателни апарати и птици.

Табл.1 Аеродинамично качество

Първи полет	Летателен апарат /птица	Аеродинам. качество К	Режим на полета	Тип
	Врабче	4		Птица от семейство врабчета
1988	Буран	5,6	На дозвукова	Космическа совалка
1957	Ан - 12	15,3	Макс.	Военен транспорт
1942	Боинг 747	17	Макс.	Пътнически
1981	Ту-160	19	Макс.	Стратегически бомбардировач
	Албатрос	20		Морска птица от сем. буревестници
1935	Gottingen Go-3	28	При72 км/ч	Планер
1956	LET L-13 Бланик	28,5	При 85 км/ч	Широко разпространен планер
1986	Schleicher ASH 25	57	Макс.	Двуместен сериен планер

Най-високо аеродинамично качество се забелязва при големите птици, които планират в по-голяма част от полета си, а също и при летателните апарати, задвижвани от мускулна сила (мускулолети). Добър пример за мускулолет с високо аеродинамично качество са апаратите Gossamer Condor и Gossamer Albatross (фиг.3,а) на Пол МакКрииди, с които той е поставил два световни рекорда.

Ако приемем, че среднана мощност, която може да развие човек, задвижващ чрез педален механизъм въздушен винт е $N_п = 0.2$ к.с. и са ни известни останалите данни: излетна маса $M = 97.5$ кг , максимална скорост $V = 29.97$ км/ч (8,1 м/с)[9]. Замествайки в равенството, можем да осъзнаем на какво се дължи успеха, въпреки ниската стойност на приложената мощност.

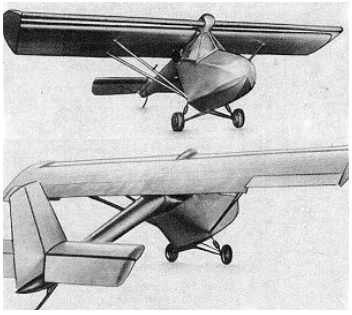
$$K = \frac{M * V}{75 * N_п} = \frac{97.5 * 8.1}{75 * 0.2} = 52.65$$

Посоченото съотношение е валидно за самолетите с твърди крила в среда на стационарно обтичане и оптимални ъгли на атака α на крилния профил. При повишаване на ъгъла на атака се наблюдава отначало покачване на коефициента на челно съпротивление Cx, при което се понижава аеродинамичното качество. При по-големи ъгли едновременно с повишаване на Cx се наблюдава и понижаване на Cy, при което аеродиномичното качество рязко намалява, скоростта се понижава и настъпва срив на крилото[2].

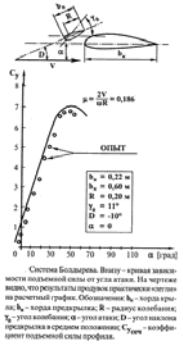
В годините около средата на изминалия век съветския инженер А.И. Болдирев е открил способ да отстранява появяващия се турболентен вихър в задната част на горната повърхнина на крилото при надкритични ъгли на атака. Неговият самолет не притежава теглителен винт, а тягата се получава по нов принцип – чрез вибриране с определена честота на предкрилка, разположена надлъжно на предния ръб на крилото[13] (фиг.3,б). Това допринася за увеличаване на коефициента на подемна сила Су до стойности около 6, при немислимите за стандартните самолети ъгли на атака от порядъка на 45 – 50 ° (фиг.3,в).



а)



б)



в)

Фиг.3

Използван е мотоциклетен двигател М – 72 - двуцилиндров, опозитен с мощност около 25 к.с. при 4500 об/мин.Съдейки по разчета и резултатите от експериментите, допълнителната подемна сила и противосривната характеристика приближава самолета със системата на Болдирев до качествата на летателни апарати с носещ винт.

Близки по същност явления, са наблюдавани от изследователи при полета на разред бръмбари (Coleoptera) (фиг.4,а). Те използват обтекаеми твърди хитинови черупки, наречени елитри в ролята на направляващ апарат, чрез който насочват въздушния поток, създаван от двойката подвижни меки крила. При полета на четирикрилите ципокрили насекоми - скакалци (Schistocerca gregaria) и водни кончета[4] (Odonata) (фиг.4,б) е отчетено дефазиране и разлика в амплитудите на движение на предна и задна двойка крила, което е признак на изкуствено създадена среда на нестационарно обтичане.

На фиг.4,в,г и д са показани махолетите на руският изследавател В. М. Топоров, който в продължение на 30 години е изучавал полета на построени от него махолети с различна големина[8]. При многократните им изпитания ентусиастът е достигнал до съществени заключения, които включват термини като „присъединени маси”, „отрицателно съпротивление”, а също така прави чести изводи за проява на скрита енергия от въздуха, проявяваща се при нестационарно обтичане[11].



а)



б)



в)



г)



д)

Фиг.4

През декември 2006г. Орнитоптера на професора от университета в Торонто – Джеймс Делориер е прелетял 300 метра за 14 секунди[5] (Фиг.5,а). До заключения, подобни на описаните, са достигнали възпитаниците на Московския авиоинститут – Андрей Мелник и Дмитрий Шувалов, които са конструирали махолет, способен да се издига и поддържа полет самостоятелно[10] (фиг.5,б).

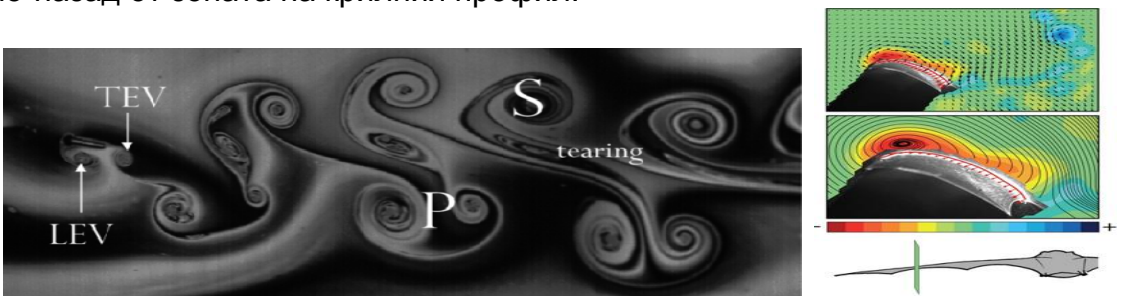


а) б)

Фиг.5

Изследването на различията в характера на вихровите следи (пътечки на Карман) при различните птици е забелязано, че колкото по-малка е скоростта на полета, толкова по-голяма изгода може да се извлече от нестационарното обтичане. Това се отразява най-добре при скорости до 4 м/с и точно такава скорост се явява оптимизирана, дори не минимална, а крейсерска скорост при повечето летящи бозайници.

При облъчване с лазерна подсветка на полета на неголеми прилепи са потвърдени тези нестационарни ефекти[6], а именно – оказало се видно, че над предния ръб на крилото възниква допълнителен вихър[7] (назован LEV), който чрез своята циркулация е добавил до 40% допълнителна подемна сила по време на маха на крилото (фиг.6). Болшинството птици при полета си надвишават тази скорост и този ефект не се наблюдава, тъй като тогава въздействието на присъединените маси се проявава далеч по-назад от зоната на крилния профил.

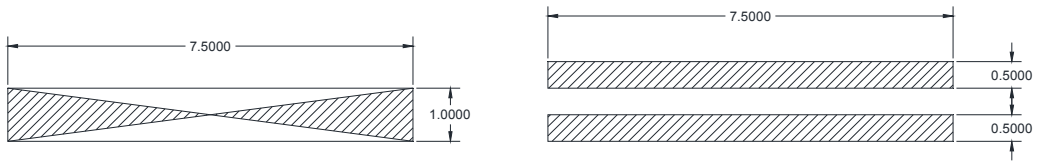


Фиг.6

Отчетено е също, че наблюдаваното явление не понижава общата потребна мощност, а само позволява да се лети с по-малка скорост при увеличен коефициент на подемна сила Cy. Подемната сила се получава такава, каквато неподвижните крила не могат да притежават поради естествените си ограничения от геометричните характеристики на техния профил и от относително малкия критичен ъгъл, след който настъпва срив на потока.

Много експерименти свидетелстват за този ефект на отблъскване, който присъства в колебаещо се (без махове) крило, когато сечението на крилото идвършва само завъртане около своята надлъжна ос, около своя лонжерон, или около предния ръб на профила. Това явление отдавна е било намерило обяснение във вихровата теория на крилото, но независимо от своята перспективност, не се е използвало на практика. Причините са били много, както обективни – трудно е да се обезпечи равномерна допълнителна циркулация – крилото е плоско, а въздушната струя от винта или от газовете на реактивния двигател имат кръгло сечение, а също и субективни фактори – наложена е привичка да се разглеждат крилото и движителя поотделно[1].

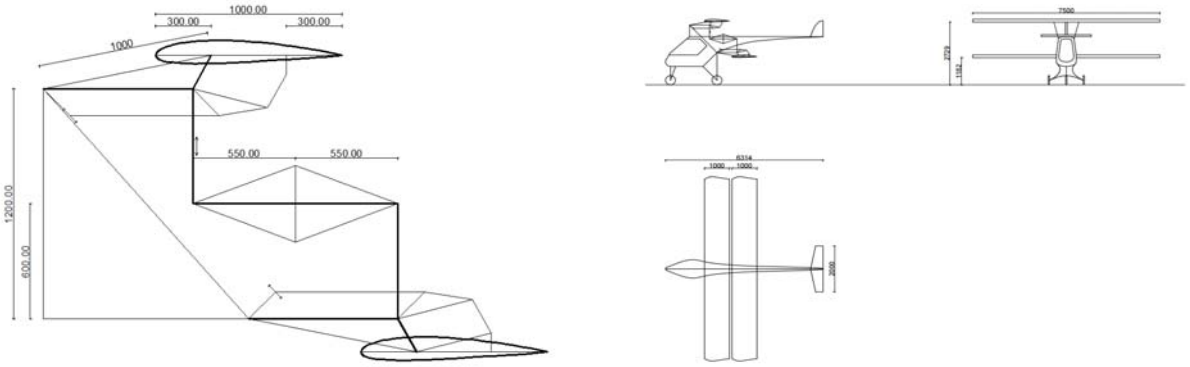
Съществува схема на разположение на две твърди крила едно над друго, като долното е изместено на разстояние назад по оста на апарата спрямо горното крило. Получава се двуплощно разположение във вертикална равнина, при което плоскостите на крилата се движат възвратно-постъпателно едно срещу друго. Така се спазва условието за балансиране на инерционните сили, като обметаемата повърхност от крилните плоскости е с два пъти по-голяма площ (Фиг.7,б), от движението на това на фиг.7,а.



а) б)

Фиг.7

При тази схема се предоставя възможност за по-прецизно и качествено постигане на необходимия ъгъл на атака, посочен от резултантния скоростен вектор на скоростния триъгълник. Описаното движение на двете твърди крила е плоско-паралелно и срещуположно, и е резултат от движението на крайните звена на модифицирани шарнирни четиризвенници (фиг.8,а). По-подходящо название на летателния апарат с такова движение на твърди крила е „вълнолет” (фиг.8,б).



а) б)

Фиг.8

ИЗВОДИ

Изследванията на полета на летателни апарати, които използват динамиката на нестационарно обтичане е обосновано, поради доказаната ефективност. Избора на схема на вълнолет е продиктувана от редица фактори, както конструктивни, така и физико-механични и аеродинамични:

- Опростена и рационална конструкция.
- Възможност за добро уравновесяване на масови инерционни моменти и аеродинамични сили, и обединяването им в хармонична система.
- Улеснена проверка на проявените от реакцията на движението вихри, предизвикани от съвместното влияние на колебателните стойности на ъгловата скорост и преместването на присъединените въздушни маси.
- Доказване на способността за полет на предложения механизъм, както и за съвместна работа с нискочестотен БДВГ, приложен като движител.
- Проверка посредством везна на възникващите сили при мащабно умален модел на механизъм и криле, задвижвани от произволен енергоизточник.
- Необходимост от изграждане на математичен модел и методика, описваща поведението на полета на махокрил летателен апарат.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Bonev B. “Aerodynamics of aircraft” – Sofia 1983.
2. Gorbatenko S.A. “Mechanics of flight” – Moskva 1969.
3. Gaevsky O.K. “Flying models of gliders” – Moskva 1955.
4. Weis-Fogh T., Jensen M. “Biology and physics of locus flight” 1956.
5. DeLaurer J.D. An ornitopther wing design Toronto 1994.
6. https://phys.org/news/2008-02-edge-vortex-aloft.html
7. http://leadingedge.engin.brown.edu/wordpress/?page_id=18
8. http://vitanar.narod.ru/autors/toropovvlad/toropovvlad.htm
9. https://www.ted.com/talks/paul_maccready_on_nature_vs_humans
10. https://nplus1.ru/news/2016/06/22/rarok
11. http://avto-vip.com/maholet-azazel-vladimir-toporov-5795.html
12. http://www.parkflyer.ru/ru/blogs/view_entry/8880/
13. http://stroimsamolet.ru/100.php

За контакти:
Инж. Ангел Ангелов, докторант - ТУ Варна, катедра „Транспортна техника и технологии”, тел: 0894 710 352, e-mail: a1169@abv.bg

РОЛЯ НА НЕПРАВИТЕЛСТВЕНИТЕ ОРГАНИЗАЦИИ В УПРАВЛЕНИЕ НА ЕКОЛОГИЧНИЯ РИСК В ТРАНСПОРТА

Николай Ников, Венцислав Кръстев

THE ROLE OF NON-GOVERNMENTAL ORGANIZATIONS IN MANAGING ENVIRONMENTAL RISK IN TRANSPORT

Nikolay Nikov, Ventsislav Krastev

Abstract: Bulgarian citizens still have limited opportunities and little experience in influencing economic decisions that affect the environment and their wellbeing. Effect public participation can help to integrate environment and social concerns and support sustainable development objectives. It is crucial to ensure the effectiveness of environmental management in the transport areas and to allow all stakeholders interest to express their view.

Keywords: Environmental protection, Environmental management, Public participation in decision-making process.

1. Въведение:

Чистата и здравословна околна среда е необходимо условие за благоденствието на хората и за осигуряване на техните основни човешки нужди, както и обективна необходимост за постигане на устойчиво развитие и прогрес. Независимо от факта, че експлоатацията на транспортните единици, когато не се извършва с грижа за околната среда, може да предизвикат сериозни екологични проблеми и да доведе до риск за човешкото здраве, често местните хора нямат възможност да влияят на управленския процес и да участват при взимането на решения, от които всъщност зависят тяхното здраве и качество на жизнена среда.

Доскоро, управлението на екологичния риск се считаше за отговорност единствено на властите. За изпълнението на тази задача властите се ограничаваха предимно в приемането на необходимите законодателни мерки и контрол върху изпълнението им. В най - добрия случай се привличаха представители на браншови камари. Постепенно се налага разбирането, че власти, промишленост, бизнес и обществеността като цяло са отговорни за състоянието на околната среда. Представителите на всички сектори на обществото влияят върху състоянието на околната среда, въздействайки като:

- Потребители на стоки и услуги;
- Лица, които са заинтересовани и загрижени за състоянието на природата, качеството на околната среда и за собственото си здраве;
- Лица, които предизвикват замърсяване и разрушават околната среда като служители, производители, туристи и др.

Включването на екологичните неправителствени организации (НПО), местната общественост, и другите заинтересовани страни в процеса на взимане на решения носи ползи както за властите, така и за самата местна общественост. Някои от предимствата от участието на гражданите в управлението на екологичния риск са:

- Управлението е по-ефективно, защото се обогатява от знанието и опита на местната общност;
- Нараства доверието между властите и местните заинтересовани страни, което довежда до по -голяма ангажираност за реализиране на взетите решения;
- Чувството на сигурност и стабилност нараства, което води до нарастване на увереността в инвестициите, в дългосрочните перспективи на планирането, и в устойчивостта на управленските решения;
- Намалява вероятността за възникване на проблеми и спорове, поради нарасналото взаимно разбиране и познаване на интересите и опасенията на различните заинтересовани страни;

- Нараства обществената информираност относно дейностите и усилията на властите за опазване на околната среда;
- Усилията за опазване на околната среда се съвместяват с усилията за разрешаване на социалните, икономически и културни проблеми на териториите;
- Процеса подпомага постигането на по-демократично и активно гражданско общество[1].

2. Изложение:

За да се гарантира успеха на управлението на екологичния риск е необходимо да се отчитат нуждите и проблемите на засегнатите общности, както и да се осигурява тяхното активно участие в процеса. На практика, обаче участието на обществеността в усилията за опазване на околната среда е недостатъчно, ограничено и формално. Важно условие за осъществяването на участие на местните хора в управлението на екологичния риск е наличието на активно гражданско общество, и по-конкретно наличието на силен неправителствен сектор и на организации с изграден капацитет.

Развитие на неправителствения сектор в България

Терминът неправителствени организации се използва за голям брой и твърде разнороден по тип частни организации, които съществуват в пространството между правителствените агенции и търговския бизнес сектор. Тези организации работят както на местно ниво, така и на международно ниво и играят все по-съществена роля за защита на околната среда и подпомагат прилагането на природозащитните мерки.

Както “вътрешни” (местни или национални), така и “външни” (международни или глобални) фактори се приемат за причина за нарастването както на броя, така и на влиянието на НПО в световен мащаб. Някои наблюдатели считат, че възникването на някои от тези организации е реакция на специфичните местни нужди, за запълване на вакуума създаден от слабата държавна власт, неефективна или несъществуваща правителствена програма, или просто липсата на правителствени ресурси. В Централна и Източна Европа освобождаването от забраните и ограниченията налагани от властта върху независимите организации, следващо политическите промени, създаде пространство за работа на тези организации в региона.

Регистрираните в България организации с идеална цел са над 11 000, но броят на реално съществуващите НПО е между 350 и 500, като най - активни са около 300.

Ролята на НПО в обществения живот зависи от техния капацитет и тяхната мисия. Неправителственият сектор има разнородна структура – тук се срещат както “групи от активисти”, демонстриращи по улиците; организации подпомагащи развитието и предоставящи помощи и основни обществени услуги; изследователски организации, подпомагащи управленците; т.н. организации “кучета-пазачи” следящи критично всички текущи събития и др. Неправителствените организации представляват и защитават широк спектър от интереси –местни или регионални; на малцинства или на социално слаби групи; на различни браншове, бизнес и др.

Силни страни на НПО

Най-важните предимства на НПО като участник в природозащитните дейности са: Ефективност, ефикасност, и гъвкавост; Способността им да експериментират, и тяхното новаторство, т.к. те са малки, независими от политиката и властите; Високо обществено доверие; Работят прозрачно, в сътрудничество с различни партньори.

Изключително важна е тяхната способност да достигат до хората, да мотивират общността да защитава интересите си.

Определение на обществено участие

Общественото участие е термин, който се дефинира трудно. То може да покрива широк спектър от дейности – от просто информиране на засегнатите лица за предприети начинания (например консултант, представител на инвеститора), до полагане на усилия за иницииране и изграждане на партньорство за постигане на обществен консенсус относно новите проекти. Орхуската Конвенция за достъп до информация, участие на

обществеността в процеса на взимане на решения и достъп до правосъдие по екологични въпроси подчертава, че няма формула за обществено участие, но като минимум се изисква ефективно обявяване, предоставяне на адекватна информация, спазване на процедура, и коректно отчитане на резултатите от общественото участие [2].

Общественото участие в управлението на екологичния риск в транспорта може да се дефинира като процес, при който всички ключови заинтересовани страни получават възможност да влияят и да участват в процеса на взимане на решения на всеки един от етапите планиране, изпълнение, мониторинг и оценка на проекти, програми, политики, отнасящи се както до развитието така и до ежедневното функциониране на транспортната система.

Общественото участие може да допринесе за предотвратяване на потенциални проблеми и нежелани въздействия на обществено-значимите проекти, програми, политики.

Съгласно тази дефиниция, общественото участие не е еднократно действие, а процес който протича през целия живот на проекта или програмата.

Законодателството в България не дава определение на общественото участие, а дефинира формите на обществено участие: индиректни посредством гласуване на местни или национални избори, и директни посредством референдуми, петиции, обществени обсъждания, манифестации и демонстрации, оплаквания и др.

Законодателна рамка на общественото участие

Правителството се нуждае от т.н. широка обществена подкрепа, за да осигури успех на програмата си и планираните мерки. Поради това управляващите не могат да пренебрегнат и да не се съобразяват с общественото мнение.

Във заключителната Декларация на Конференцията по Околна Среда и Развитие в Рио де Жанейро (1992г.), специално е отбелязана обществената същност на информацията и е подчертана необходимостта от обществено участие в процеса на взимане на решения по екологични проблеми [3].

Декларация от Конференцията по Околна Среда и Развитие, 1992г. - Принцип 10:

Екологичните проблеми се решават най - добре с участието на всички засегнати граждани на дадено ниво. На национално ниво, всяко лице трябва да има достъп до информация, отнасяща се до околната среда, включително информация за опасни материали и дейности в границите на общността, и за възможностите за участие в процеса на взимане на решения. Властите трябва да подпомагат за повишаването на общественото съзнание и участие, посредством активно разпространение на информацията. Ефективен достъп до правосъдие и административни процедури трябва да бъде осигурен.

Един от най-важните документи, даващи законодателната рамка и основните процедури за обществено участие е Конвенцията за достъп до информация, участие на обществеността в процеса на взимане на решения и достъп до правосъдие по екологични въпроси. Тя се счита за нов модел на взаимоотношения на международно, национално и местно ниво. Нейната цел е: гражданите, неправителствените организации, обществеността да могат да играят много по-съществена роля при формирането и осъществяването на политиката за опазване на околната среда и гражданите да бъдат своевременно и по-пълно информирани за качеството на жизнената среда, която ги заобикаля. Конвенцията съдейства за засилване на отговорността на гражданите за опазване на околната среда. Конвенцията е регионална - на държавите-членки на Икономическата комисия за Европа към ООН и е подписана от 40 страни. Република България подписа конвенцията при нейното откриване за подписване в Орхус, Дания, на 25 юни 1998 г., а Народното Събрание я ратифицира на 2 октомври 2003 г. По – късно през 2005 е приета и от Европейския съюз.

Ефективното прилагане на конвенцията в България ще допринесе за развитие на гражданското общество, ще доведе до по-голяма прозрачност на процеса на взимане на решения на национално и местно ниво и по-активно участие на различни обществени

групи в този процес. Нейното прилагане води до по-пълно отчитане на екологичните съображения при разработването и изпълнението на секторните политики, стратегии, планове за действие, програми и проекти, в контекста на устойчивото развитие и защитата и подобряването на околната среда [2].

Обществеото участие според българското законодателство

Конституцията на Р България, приета през 1991г. , определя принципите и гарантира основните права на българските граждани, като правото на здравословна околна, право на достъп до информация, право на обединяване, изказване на мнение, право на петиции, и др.

Основният инструмент за хармонизиране на българското законодателство с изискванията на Орхуската Конвенция е Законът за Опазване на Околната Среда (ЗООС). Той определя правилата за обществено участие в процедурите по Оценка на въздействието на околната среда на проекти и програми, по издаване на комплексни разрешителни, съгласно изискванията на Директивата за интегрирано предотвратяване и контрол върху замърсяването и др. Също така условия и възможности за участие на обществеността в процеса на взимане на решения по екологични проблеми се регламентират в редица други нормативни и под-нормативни актове като Закона за защитените територии, Закона за водите, Закона за управление на отпадъците, Закона за управление качеството на атмосферния въздух и др.

Законодателната рамка в България предоставя възможности на представителите на НПО в областта на околната среда да участват реално и в изпълнението на политиката за сектора като заседават в рамките на консултативни органи. Такива органи са: Висшият експертен екологичен съвет към МОСВ, Консултативно-експертният съвет по лечебни растения към МОСВ, басейновите съвети, които ще подпомагат дейността на басейновите дирекции, Висшият консултативен съвет по водите; Националната комисия по устойчиво развитие, Ловният съвет към Националното управление по горите, Комитетът към Министерството на земеделието и горите за наблюдение изпълнението на програма САПАРД на Европейската комисия.

В България общественото участие в управлението на екологичния риск е в преходна фаза. Изградената законодателна рамка, регламентираща процедурите по обществено участие не е достатъчна за създаване на активно гражданско общество. Въпреки съществуването на необходимите регламенти, изследванията на нивото на демокрация в България показват, че преобладават старите административни процедури, включващи предимно писмени оплаквания, молби и предложения до съответните отговорни институции и организации [1].

България не е сред страните с богат опит и традиции в прилагането на принципите на демокрацията. Все още са малко успешните практики за привличане на обществеността в процесите на управление и взимане на решения. Дългите години на централизирано планиране и управление са причина за общото непознаване на принципите на демокрацията както от страна на гражданите, така и от страна на управляващите. Властите все още се страхуват да “отворят” и направят достъпен процеса на управление за гражданите, защото по този начин техните решения ще бъдат открити за обществена критика и нападки. Управляващите все още са склонни да подценяват мнението на обществеността и да го считат за “непрофесионално”.

От друга страна, хората считат, че тяхното мнение няма значение за властите. Все още българите срещат трудности да се организират на местно ниво, за да защитават собствените си интереси. Поради недостатъчна информираност и непознаване на правата си, хората са все още много пасивни и немотивирани да участват в решаването на бъдещето на собствените си населени места.

Стратегия за участие на обществеността

При създаването на стратегия за привличане на обществеността в управлението на екологичния риск в транспорта, специфичните местни условия трябва да се отчитат. План, който е бил успешен при едни условия, може да се окаже неприложим при други.

Законодателната рамка дава добра отправна точка при разработването на стратегията. Счита се, че “добрата практика” за реализиране на ефективно обществено участие не само покрива минималните изисквания регламентирани в съответното законодателство, но и ги надминава [4].

Важни характеристики на процеса на обществено участие са откритост и честност. Ако гражданите почувстват, че участието им се иска формално и че решението е вече взето, това ще доведе до загуба на доверие, до пасивност и нежелание за сътрудничество, и може да провокира опозиция срещу проектите или програмите на съответната институция или организация.

В страна като България, с ограничен опит в общественото участие и с относително млада демокрация, може да се окаже, че липсата на доверие у гражданите в ефективността на този инструмент води до нежелание за участие. За да се избегне това, в стратегията може да се включи компонент за “изграждане на доверие” у представителите на обществеността, НПО, бизнеса и другите заинтересовани страни.

Също така, стратегията трябва да предвижда компонент “обучение” - За повишаване на знанията на обществеността относно процеса, в който ще участва и за ролята й; За обучаване на НПО как да участват ефективно, как да се водят преговори с властите, как да защитават интересите на гражданите, които представляват; Мениджърите, които ще вземат решенията, трябва да бъдат обучени как да обработват предложенията и забележките на гражданите, кои от тях да вземат под внимание и кои да игнорират, как да осъществяват партньорство с обществеността.

На етап “планиране” властите трябва да направят оценка какви ресурси ще са необходими за изпълнението на планираните дейности. Трябва да се отчита факта, че общественото участие налага допълнителна тежест върху наличните ресурси, които и без това са ограничени (в смисъл на пари, време, оборудване, хора). Въпреки това, на може да се игнорира процеса, т.к. в дългосрочен аспект включването на обществеността, екологичните НПО и другите заинтересовани страни в процеса на взимане на решения ще спести средства и ще доведе до екологични, социални и икономически ползи за общността.

Когато се създава стратегия за участие на обществеността в процеса на вземете на решения, първо трябва да се определят: каква в целта на стратегията; кой трябва да участва; как да привлечем обществеността и кога; каква информация да предоставим и разпространим; е др.

Фигура 1. Нива на обществено участие.

Ниво 1: ИНФОРМАЦИЯ Власти ⇒ Граждани *Еднопосочна връзка - обществеността е информирана посредством известие, писмо, обява и др. Не е предоставена възможност на обществеността да въздейства върху решението.*
Ниво 2: КОНСУЛТАЦИЯ Власти ⇒ Граждани ⇐ *Двупосочна връзка - гражданите дават своето мнение по проблеми, определени от от властите.*
Ниво 3: АКТИВНО УЧАСТИЕ Власти ⇔ Граждани *Партньорство – гражданите активно участват при изработване на варианти за политики, програми, проекти.*

Нива на обществено участие

Стратегията трябва да бъде “честна” относно нивото на участие на обществеността, за да не се загуби доверието на гражданите.

Обществеото участие може да се представи като стълба (Фигура 1), започваща от ниво “информация”, със следващо стъпало “консултация” и най-високо стъпало “партньорство”. Изборът на техники за осъществяване на стратегията за обществено участие зависи от ролята, която ще играе обществеността в процеса на взимане на решения.

Идентифициране на заинтересованите страни

При разработването на стратегия за обществено участие е много важно да се уточни за всеки индивидуален случай кой и какво влиза в термина “общественост”. За това ни помага друг термин “заинтересовани страни”, в който се включват следните категории:

i)директно засегнати лица (хора, които живеят или работят в района, където е локализиран проекта, или към който е насочена програмата);

ii) индиректно засегнати лица (които живеят в близост или използват ресурсите от засегната зона) ;

iii) агенции от обществения сектор (министерства, регионални или местни власти, институции);

iv) инвеститори (частни фирми с директни инвестиции) или техни контрагенти или финансиращи организации;

v) други (донори, НПО, бизнес, консултанти и др.).

Власти трябва да бъдат отворени, така че всяко потенциално засегнато лице (физическо или юридическо) да може да участва в процеса на взимане на решения по екологични проблеми, и по-конкретно при обсъждане на мащабни проекти или програми, с потенциал да повлияят върху качеството на околната среда.

Кога да привлечем обществеността?

Правилото е, че участието на засегнатите лица трябва да се осигури във възможно най - ранна фаза, преди решението да е взети или да са използвани значителни ресурси за новото развитие.

Пренебрегването на това правило може да доведе до сериозни конфликти и до значими загуби на ресурси.

Информиране на заинтересованите страни

Добрата информация е от жизнено важно значение за ефективното обществено участие.

За да участват ефективно, хората трябва да бъдат информирани относно откриването на процедурата за обществено участие и за предоставените им възможности и начини да участват в процеса на взимане на решения. Това обикновено се прави с обява в местна медия или на табло за обяви и съобщения на обществено-достъпно място. Въпреки, че това обикновено е законодателно регламентирания минимум, добрата практика за обществено участие изисква по - активен подход и използване на поне няколко различни метода за предоставяне на информация.

Информацията, която се разпространява за обществеността трябва да бъде:

- Пълна: да съдържа достатъчно информация, за да могат гражданите да формират “информирано и образовано” мнение по всички проблеми, включително и техническите;
- Лесноразбираема: техническия език поставя бариери пред обществеността да разбира проблемите, да формира мнение и участва пълноценно т.к. е труден за разбиране. Информацията, която се предоставя трябва да бъде във форма подходяща за разбиране от обществеността;
- Достъпна: информацията трябва да бъде леснодостъпна. Методите за предоставяне и разпространение на информация трябва да са съобразени с местните особености, например Интернет се оказва, че не е толкова леснодостъпен за българите и не трябва да бъде единствено средство за разпространение. За всеки отделен случай трябва да се подбират подходящите методи, като основния стремеж е колкото се може повече хора да имат достъп до информацията.

Анализ на резултатите от общественото участие

Резултатите от общественото участие трябва да се вземат под внимание от екипа, вземащ решения. Още на етап разработване на стратегия за обществено участие трябва да се специфицират начините, по които препоръките, коментарите и забележките на гражданите ще бъдат обработвани. Трябва да се осигурят експерти, които да регистрират, анализират и обобщят резултатите от общественото участие, както и да се заделят ресурси за тази задача.

Обратна връзка и докладване пред обществеността

Процесът на обществено участие не завършва с взимането на решение. Последният етап на процеса е осъществяването на обратна връзка. Целта на обратната връзка е да се покаже на заинтересованите лица, участващи в процеса, че техните забележки и коментари са били взети под внимание и обсъдени при взимането на решението. Добрата практика изисква в случай, че дадени предложения или забележки са били отхвърлени да се изложат аргументите за това решение. Тази стъпка е много важна за изграждане на взаимно доверие между участниците и не трябва да се пренебрегва.

Техники за привличане на обществеността

Различните нива на обществено участие (информация, консултация, активно участие) изискват различни инструменти и техники.

Съществуват различни инструменти за обществено участие (Таблица 1). Някои от тях са много лесни за изпълнение, като например издаване и разпространение на листовки с информация за обсъждания проект. Някои от инструментите могат да се прилагат на различни нива, например срещите с общността могат да се използват на всяко от трите нива: информация, консултация, партньорство. Изборът на инструменти зависи от множество фактори, като наличен бюджет и ресурси, тип заинтересовани страни, размер на проекта и потенциалното му въздействие върху местната общност и др. ([1], [4])

Таблица 1: Инструменти за обществено участие.

Информация		**Консултация**	**Партньорство**
Събиране на информация: • Въпросник или неформално проучване; • Срещи с общността (малки или големи); • Фокус групи; • Интервюта с ключови фигури от общността; • Интервю с експерти; • Литературно /документно проучване; • Гореща линия;	*Разпространение на информация:* • Достъп до информация посредством информационна политика; • Информационен Център или в засегнатия район или на място, достъпна за заинтересованите страни; • Прес-съобщения, прес-конференции или публикации; • Интервю с журналисти; • Медийно покритие; • Интернет страница; • Печатни материали като брошури, листовки, бюлетини, технически доклади, плакати и др.; • Срещи с общността (малки или големи); • Обществени обсъждания; • Семинари или конференции; • Обявяване на заданието;	• Дискусии и кръгли маси; • Обществени обсъждания; • Технически обсъждания; • Срещи с общността; • Консултантски доклади / анализи; • Консултации със защитници, ключови фигури от общността;	• Срещи с общността; • Срещи / дейности за планиране и преглед на проекта; • Консултативен Съвет; • Представителност в Управителния Съвет; • Диалогови сесии; • Представителност в управленския екип на проекта;

Оценка на успеха

За да се осигури коректно и ефективно включване на заинтересованите страни и отделните граждани в екологичното управление, е необходимо да се разработи и изпълнява индивидуална стратегия за обществено участие. Тази стратегия трябва да отчита типа и размера на проекта, да се съобразява с местните условия и с особеностите

на общността, но по принцип трябва да покрива четири основни етапа - Разработване на стратегия за обществено участие; Прилагане; Отчитане и анализ на резултатите; Обратна връзка и оценка на резултатите.

3. Заключение:

Посредством общественото участие се постига по - добро решение, което удовлетворява нуждите на повече хора, има по - дълготраен характер и по - голяма валидност. В дългосрочен аспект, общественото участие подпомага развитието на демократичното общество. То показва на гражданите, че те са важна брънка на обществото, че тяхното мнение е важно и ценено. По този начин се повишава активността на гражданите и организациите, нараства чувството им за отговорност и грижа за околната среда и качество на собствения им живот.

Привличането на екологичните НПО и други заинтересовани страни в процеса на взимане на решения, касаещи управлението на екологичния риск в транспорта е важно и изгодно както за властите, така и за местните жители. Подходът за прилагане на обществено участие трябва да се избира за всеки отделен случай и да се адаптира в зависимост от ситуацията в страната, както и вида на проекта. Изключително важно е при избора не техники за привличане на обществеността да се съобразяваме с демократичните традиции, както и с опита на гражданското общество.

При формиране на стратегия за привличане на обществеността в управлението на екологичния риск е важно да се познават следните ключови принципи: Общественото участие е естествен и основен процес в управлението на екологичния риск; Общественото участие е прозрачен процес, разбираем за всички заинтересовани страни; Общественото участие започва във възможно най - ранен етап от цикъла на проекта или програмата (за предпочитане във фаза на формулиране на идеята) и продължава през целия цикъл на проекта / програмата; Общественото участие се организира като се отчитат ограничените ресурси и бюджет на дадения проект или програма; Целта на общественото участие е да позволи на представителите на различните заинтересовани страни да участват в процеса на взимане на решение.

За да се реализира ефективно обществено участие е необходимо взаимно доверие, уважение и ангажимент от страна на власти и граждани да работят в партньорство.

Литература:

1. Report, Environmental Resource Management, Manual on Public Participation, Prepared for EBRD, London, 1995.

3. United Nations Conference on Environment and Development (UNECED), 1992, Principle 10, Rio Declaration on Environment and Development;

2. United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), 1998, “Convention on Access to Information, Public Participation and Justice in Environmental Matters”. United Nations Treaty Collection, online at: http://www.un.org/depts/treaty.

4. United Nations Economic Commission for Europe (UNECE) New York and Geneva: United Nations, 2000, The Aarhus Convention: An Implementation Guide,

За контакти: prof. PhD Eng. Nikolay Nikov, Technical university of Varna (Bulgaria), e-mail: n.nikov5@gmail.com, M. Eng. Ventsislav Krastev, Technical university of Varna (Bulgaria), GSM: +359 88 2501150, e-mail: venty@ventyvlc.com

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕМИСИИТЕ ОТДЕЛЯНИ ПРИ ГОРИВНИТЕ ПРОЦЕСИ НА КОРАБНИТЕ ДВИГАТЕЛИ В ПРИСТАНИЩЕ ВАРНА

Мария Данева, Мария Левенова, Николай Ников, Татяна Жекова

STUDY OF THE EMISSION FROM THE FUEL ENGINE SHIPS FUEL PROCESSES IN THE VARNA PORTABLE

Maria Daneva, Maria Levenova, Nikolay Nikov, Tatyana Zhekova

Abstract: Air and water pollution is of global importance for Earth's life. The dynamics of air masses make it difficult to study atmospheric air parameters from non-stationary objects, such as air, land and sea transport. Atmosphere in the port areas is polluted not only by industry, energy, road and rail transport, but also by maritime transport and some port activities. The article presents a real study, supplemented by a stoichiometric analysis, which shows that the combustion processes of the marine engines actively participate in the pollution of the atmospheric air and the water.

Keywords: air pollution, emissions, port Varna, ships

1.Въведение:

Замърсяването на въздуха е проблем с нарастващо значение за човека и околната среда. Реакцията на заобикалящата среда предизвиква редица промени у човека и природата, които не винаги са благоприятни. Усилията на международната общественост са насочени в ограничаване на вредното въздействие, като са определени строги норми за емисиите, които се отделят в атмосферата. Доскоро основните анализи и дейности за понижаване на количеството вредни емисии в атмосферата бяха насочени предимно към промишлените замърсители и сухоземния транспорт.

До недалечното минало, изследванията за замърсяване на въздушната среда от водния транспорт, и съответно на мерките и дейностите за превенция, са значително по-малко. С развитието и разрастването на морския транспорт и превози, тези проучвания се задълбочават и общия извод, който се налага е че, отработените газове се разпространяват на големи разстояния и редица от тях оказват голямо въздействие на сушата, особено ако са генерирани в близост до брега.

Замърсяването на въздуха в пристанищните райони предполага изследване на причините за замърсяване на въздуха от водния транспорт и товаро-разтоварни дейности.

– Замърсяване с емисии получени в резултат на горивните процеси на корабното гориво;

– Замърсяване получено в резултат на товаро-разтоварни дейности;

– Летливите органични съединения в резултат на разлив на гориво.

В тази статия се разглеждат емисиите получени в резултат на горивните процеси на корабното гориво, тъй като те са системни, в по-голямо количество и по-често срещани.

2. Изложение:

Пристанищата са едни от най-силно засегнатите територии от замърсяването на атмосферния въздух в следствие на всички видове транспорт.

Тези райони се характеризират със силна урбанизация. Обикновено, около тях са разположени големи градове и всички видове транспорт – железопътен, автомобилен, воден и въздушен, които са високо развити и интензивни. Освен това, големи индустриални предприятия се разполагат също в близост до пристанищата, предвид нуждите от доставяне на суровини, материали и горива и експедицията на произвежданата продукция към потребителите.

Основните пристанищни дейности - движение на кораби в акваторията на пристанищата, съпроводено с характерните изпускания на течни, твърди и газообразни замърсители от тях, товаренето и разтоварването на насипни материали като химикали, въглища, торове, опасни вещества и други представляват сериозни източници на замърсяване на околната среда [3].

Обект на изследване са замърсяванията на атмосферата с отработени газове, отделяни при работата на корабни дизелови двигатели. Съставът на димните газове е пряко следствие от химическия състав на горивата и процесите, извършващи се в горивната камера.

В корабни дизелови уредби се използват два класа течни горива:

- Дестилатни горива – към тази група спадат леките (дизелови) горива, разпространени с търговското си наименование Marine Diesel Oil (MDO).
- Остатъчни горива – към тази група спадат тежки горива като: леки мазути - Light Fuel Oil (LFO); средни мазути – Medium Fuel Oil (MFO); тежки мазути – Heavy Fuel Oil (HFO).

На пазара на корабните горива се продават смеси с различен вискозитет, които се означават от фирмите-доставчици на горива с различни търговски наименования [1].

При изследване на емисиите, получени в процеса на изгаряне зависят предимно от химическия състав на корабното гориво.

Използването на високо- и нискосернисто гориво зависи от района на плаване на кораба. В открития океан най-често се използва тежко корабно гориво със съдържание на сяра до 3,5%, а в близост до брега и в зони с контрол на емисиите на серен диоксид (SECA – Sulphur Emission Control Area), задължително се използва корабно гориво – с ниско (под 0,1%, според Tier II) серосъдържание. Изискванията на съдържанието на серни оксиди в отработените газове с времето става все по-строго и въведените правила са подробно разработени от IMO [6] и Конвенцията MARPOL Annex VI [4].

В димните газове, изведени в атмосферата, се съдържат и много други фракции, които имат силно влияние върху околната среда. Все по-голямо внимание се обръща на количествата отделени въглероден диоксид (CO_2), свободен кислород (O_2) и озон (O_3), метан (CH_4), водни пари и на прекурсорите на парниковите газове (азотни оксиди (NOx), въглероден оксид (CO), *NMVOC (Non-methane volatile organic compound*)). Задълбоченият анализ на условията за синтеза им ще даде насоки за по-добро управление на качеството на процеса и предпазване на околната въздушна среда от замърсяване.

Корабите, строени след 2015 г. разполагат с вградена система за мониторинг на натоварването на енергетичната уредба и отчитане спрямо него количествен и качествен състав на отработените газове, докато при строените преди тази дата се налага монтиране на допълнителни инсталации и системи.

Провеждането на изследвания за замърсяване на въздуха на борда на кораб, строен преди тази дата, налага снабдяване с мобилно устройство за

отчитане на газовете получени от горивните процеси по време на работа на двигателите.

За да се установи степента на замърсяване на въздуха в пристанище Варна от емисии на кораби е организирано експериментално изследване със следните етапи:

1. Проучване за период за провеждане на изследването;
2. Избор на кораб за провеждана на експеримент;
3. Организиране на изследването и набиране на техника;
4. Отчитане и обработка на получените резултати.

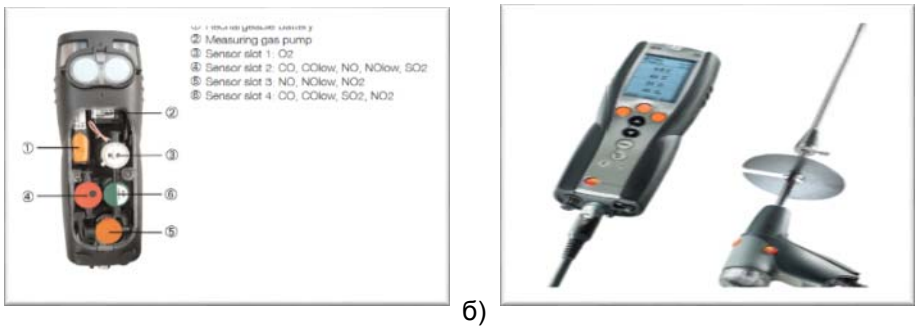
Следвайки етапите е направено проучване за интензивното натоварване на пристанище Варна и според [5] през месец септември 2014г. в пристанището преминават и се обработват най-много кораби и се извършват най-много товаро-разтоварни дейности. В следствие на това е избран именно месец септември за извършване на изследване и за отчитане на данни за вредни емисии от кораби.

Натоварването на пристанище Варна за месец септември 2014 година е 406 маневри.

Изследването е проведено на моторен кораб Zealand Delilah, за който е установено, че е средностатистически представител на преминаващите през пристанище Варна кораби. Моторен кораб Zealand Delilah е извършил маневра в пристанището през месец септември 2014г., по време на която е извършено и експерименталното изследване.

След получавана на необходимите разрешения на борда на корабът е качен мобилен апарат за отчитане на отработените газове и са отчетени данни в четири точки по време на маневрата на кораба в пристанището.

Използваният апарат е Testo 340 4-Gas Combustion Analyzer (фиг.1.) и е предоставен от ТУ-Варна. Testo 340 се използва при тестване на отработени газове. Анализаторът, идентифицира концентрации на въглероден диоксид (CO_2), азотен оксид (NO), азотен диоксид (NO_2) и серен диоксид (SO_2). Пробата от димните газове се взема с помощта на фина сонда, чиито връх се поставя в малък отвор в димоотводната тръба на изпускателната система. През сондата се засмукват отработени газове, които преминават през датчиците, разположени в четири клетки в апарата и се отчитат получените данни.



а) б)

Фиг. 1. Апарат Testo 340 4-Gas Combustion Analyzer:
а) разположение на клетките в анализатора, б) дистанционно устройство за отчитане и сонда за вземане на проби.

Най-подходящото място за свързване на анализатора и отчитане на по-точни данни е при пряк контакт в средната част на димоотвода, или на самия изход.

Примерно отчитане на данни по време на изследването е представено чрез снимков материал на фиг.2.



Фиг. 2. Отчитане на данни с Testo 340 4-Gas Combustion Analyzer на борда на моторен кораб Zealand Delilah

В настоящото иследване са отчетените проби, при свързване на анализатора в средната част на димоотвода. Данните представени в Таблица 1, са взети в четирите най-важни точки по време на маневрата – 1$^{-ва}$ точка от района около поворотния буй на фарватера пред пристанище Варна, 2$^{-ра}$ точка мястото на качване пилота на борда на кораба, 3$^{-та}$ точка от района около пристанищен фар и 4$^{-та}$ точка от района на маневра за заставане на кейово място, координатите, на които са посочени в табл. 1. В тези точки двигателя работи с по-голямо натоварване за извършване на маневрите и изразходва по-голямо количество гориво, следователно количеството емисии са силно концентрирани. Отчетените количества на емисиите изпуснати от моторен кораб Z. Delilah при реален експеримет Таблица 1.

Таблица 1. Стойности на емисиите изпуснати от моторен кораб Z. Delilah при подхода към пристанище Варна през септември 2017г.

Точка на промяна	Координати	CO_2 [g/s]	SO_2 [g/s]	NO_x [g/s]
Поворотен буй	43^0 11.3 N	31.692	0.0192	0.0107
	027^0 59.9 E			
100	43^0 11.2 N	31.3300	0.0201	0.0116
Качване на пилота	027^0 56.3 E			
103 / 104	43^0 11.01 N	33.6613	0.0232	0.0112
Варна - Изток	027^0 55.3 E			
Кейово място №4	43^0 11.75 N	33.1981	0.0189	0.0102
	027^0 55.0 E			
Средна стойност		32.47035	0.02035	0.010925

Отклонение от теоретично изчислената стойност [%]	- 0.00538982	0.06874877	- 0.13748854

От получените резултати се вижда, че в емисиите на отработени газове с най-високи отчетени резултати е въглеродният диоксид, а серния диоксид и азотните окиси са с по-ниски стойности. Предвид отчетените данни може да се заключи, че корабът е спазил законовите и нормативни наредби и изисквания и при навлизане в териториални води, двигателите са работели с леко (дизелово) гориво.

Поради затруднения при извършване на експериментални изследвания от гледна точка на разрешение и допускане на борда на кораби за извършване на експеримент, пълно и обстойно изследване е практически невъзможно. Поради това се използва и друг метод за определяне на замърсяването – стихеометричен анализ.

За допълване на получените данни е направено и теоретично изследване с помощта на стехиометричен анализ. За целите на анализа са използвани предоставени данни за: вид на използваните горива, количество изразходвано гориво и скорост при маневарта.

Както вече бе отбелязано натоварването на пристанище Варна за месец септември 2014 година е 406 маневри, като средната пропулсивна мощност на корабите е 5122 kW. Оценката е направена въз основа на данни за съответния месец, предоставени от пилотска служба Варна. Тя касае вида и мощността на корабите, и средното време за престой в акваторията на пристанището.

Разчетите се извършват на базата на характеристиките на корабната енергетична уредба на моторен кораб Zealand Delilah, посетил пристанище Варна през м. Септември 2014 и престоял 4 дни. Корабът е оборудван с MAN B&W 6S35 MC с мощност 5220 kW, Controllable Pirch Propeller и 3 дизелгенератора MAN D2830. На база данните, обявени от кораба, за изразходваното гориво по време на маневрите “пристигане” и “отплаване”, както и за престоя на кораба в пристанище Варна, са направени изчисления за емисиите, отделени при горивния процес в главния двигател и дизелгенераторите, както и тези, отделени от влекача (Таблица 3) по време на маневрата.

Получените стойности са разработени по зависимости, описани в методика за изчисление на димни газове в “Ръководство за курсово проектиране по корабни парогенератори” [2].

$$V_{NO_x} = \frac{0{,}8.N_г}{100} \qquad (1)$$

$$V_{SO_2} = \frac{0{,}7.S_г}{100} \qquad (2)$$

$$V_{CO_2} = \frac{1{,}66.C_г}{100} \qquad (3)$$

където: V_{NOx} – обем на азотни оксиди в димните газове в kg/m^3, $N_г$ – количество азот в горивото, V_{SO2} – обем на серния диоксид в димните газове в kg/m^3, $S_г$ –

количество сяра в горивото, V_{CO2} – обем на въглероден диоксид в димните газове в kg/m^3, C_e – количество въглерод в горивото.

След съответните преобразувания, стойностите на съответните емисии в отработените газове са представени в количество килограми отделено за денонощие [kg/d].

За целия престой на м/к Zealand Delilah в пристанище Варна, са изчислени следните количества емисии, изхвърлени в атмосферата, въз основа на данни от кораба (Табл. 2) и на спомагателния кораб (Табл. 3)за изразходвано гориво.

Табл. 2. Изчислени стойности на емисиите изпуснати от моторен кораб Z. Delilah

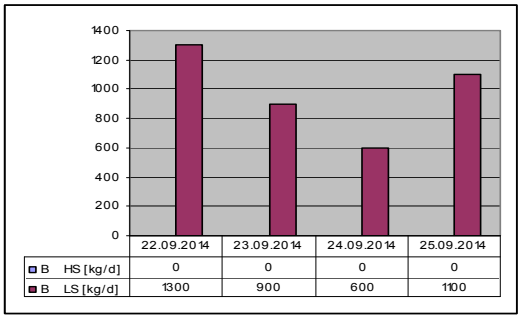
Дата	B HS [kg/d]	B LS [kg/d]	N_2 [kg/d]	O_2 [kg/d]	H_2O [kg/d]	CO_2 [kg/d]	SO_2 [kg/d]	NO_x [kg/d]
22.09.2014	0	1300	958.8034759	147.79	51.784	141.483	0.0887	0.048
23.09.2014	0	900	663.7870218	102.32	35.85	97.95	0.0614	0.033
24.09.2014	0	600	442.5246812	68.212	23.9	65.3	0.041	0.022
25.09.2014	0	1100	811.2952488	125.06	43.817	119.717	0.0751	0.04
Сума			2876.410428	443.38	155.35	424.45	0.2662	0.143

Табл. 3. Изчислени стойности на емисии изпуснати от влекача

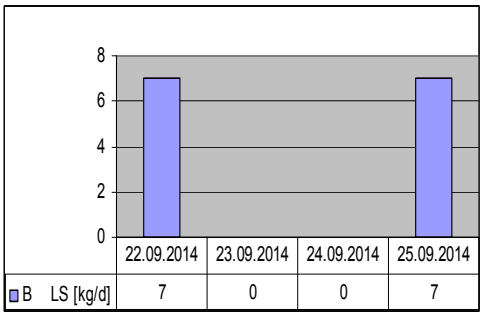
Дата	B HS [kg/d]	B LS [kg/d]	N_2 [kg/d]	O_2 [kg/d]	H_2O [kg/d]	CO_2 [kg/d]	SO_2 [kg/d]	NO_x [kg/d]
22.09.2014	0	7	5.162787947	0.7958	0.2788	0.76183	0.0005	-
23.09.2014	0	0	0	0	0	0	0	0
24.09.2014	0	0	0	0	0	0	0	0
25.09.2014	0	7	5.162787947	0.7958	0.2788	0.76183	0.0005	-
Сума			10.32557589	1.5916	0.5577	1.52367	0.001	-

При анализ на изчислените резултати от Таблица 2 и 3 се установява, че от емисиите на въглероден диоксид, серен диоксид и азотни окиси, най-силно изявен източник на замърсяване е въглеродния диоксид при маневриране на кораб Zealand Delilah и спомагателния кораб. От изчислените резултати се вижда и че най-големи количества CO_2 са отделени по време на пристигане и отплаване на кораба, когато корабните двигатели работят с пълна мощност за извършване на необходимите маневри.

За по-нагледно изчислените данни за отделените вещества в атмосферния въздух и изразходвано гориво от кораб Zealand Delilah и спомагателния кораб са представени и графично на фиг. 3, фиг. 4, фиг. 5 и фиг. 6.

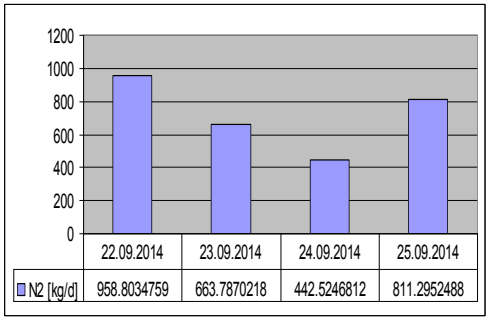


а.

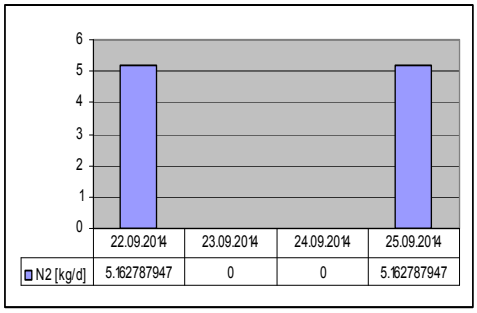


б.

Фиг.3. Разход на гориво за периода на престой в пристанище Варна: а. м/к Zealand Delilah, б. влекач

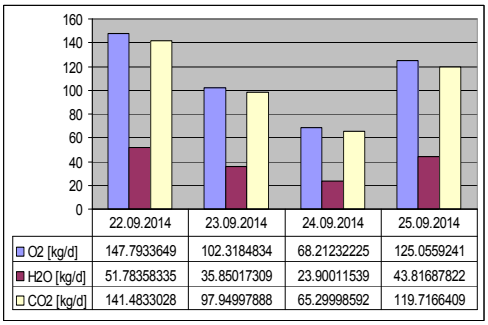


а.

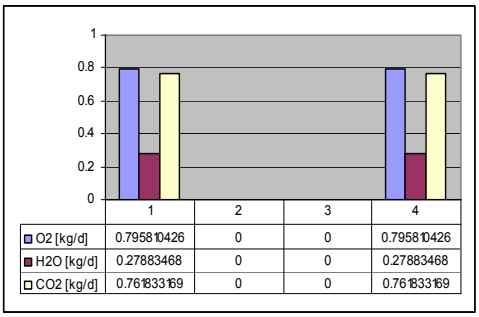


б.

фиг.4. Стойности на изведения N_2 в атмосферата: а. м/к Zealand Delilah, б. влекач

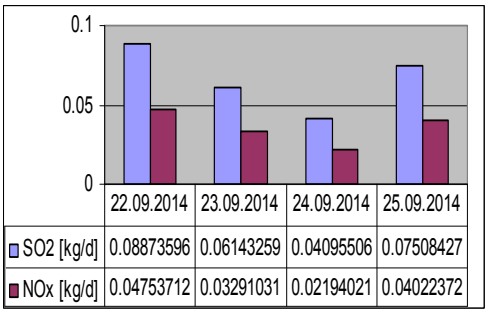


а.

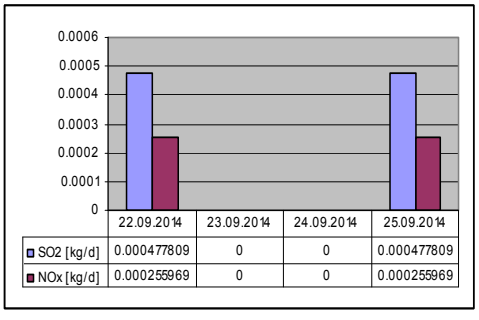


б.

Фиг.5. Стойности на емисиите O_2 , H_2O и CO_2: а. м/к Zealand Delilah, б. влекач



а.



б.

Фиг.6. Стойности на емисиите SO_2 и NOx: а. м/к Zealand Delilah, б. влекач

От графично представената информация се вижда, най-активен замърсител е въглеродния диоксид и най-високи стойности на изпуснати в атмосферата количества са по време на пристигане и отплаване на кораба.

При анализ на получените от изследването резултати и изчислените стойности става ясно, че разликата в данни е незначителна и е в рамките на вградената точност на газовия анализатор.

3. Изводи:

1. Резултатите от реалните изследвания показват, че най-ниски количества изпуснати емисии в атмосферата от горивните процеси на корабните двигатели са в района около поворотния буй и в точката на качване на пилота на борда на кораба, а най-високи концентрации на емисиите се получават при швартоване на кораба.
2. Резултатите от стехиометричните изследвания показват, че в точките, в които се извършват повече маневри, където се натоварват енергийните уредби работят на пълна мощност, се отделят по-високи концентрации на емисиите от корабните двигатели.
3. Сравнителния анализ на получените данни в реални условия и стехиометрични изчисления показва, че разликата на емисиите, изпуснати във въздуха от корабните горивни процеси при маневриране в пристанище Варна, е незначителна и е в рамките на вградената точност на газовия анализатор.

Литература:

1. Aleksiev Z., Kostova I., Ship Power Systems, Steno, 2009
2. Kamenova S., "Guidance for Course Design in Ship Steam Generators", TU-Varna, 1991.
3. Kozarev N., Stoyanov S., Ilieva N., "Air Pollution in Port Areas", University of Chemical Technology and Metallurgy, Sofia
4. MARPOL Consolidated edition, IMO, London, 2011
5. Nikov N., Svilenov Z., Zhekova T., "Development of a model for" River flow management system for bulk cargoes for city-based ports ", Science & Technologies, Volume VI, 2016, Number 2, P. 51 - 58
6. http://www.imo.org/

ИЗСЛЕДВАНЕ ЕМИСИИТЕ ОТ ГОРИВНИТЕ ПРОЦЕСИ НА КОРАБНИТЕ ДВИГАТЕЛИ ЧРЕЗ СИМУЛАЦИОНЕН МОДЕЛ ПРИ ДВИЖЕНИЕ НА КОРАБ В АКВАТОРИЯТА НА ПРИСТАНИЩЕ ВАРНА

Мария Данева, Николай Ников, Татяна Жекова

RESEARCH EMISSIONS FROM THE FUEL ENGINE FUEL PROCESSES BY SIMULATION MODEL IN MOVEMENT OF A VESSEL IN THE AQUACITY OF VARNA PORT

Maria Daneva, Nikolay Nikov, Tatyana Zhekova

Abstract: Air pollution is a global problem. With the development of technology and the expansion of cities, air pollution in large urban areas is a matter of paramount importance. Highly developed industrial and transport systems in these areas are actively contributing to the enhancement of atmospheric air pollution. Concentrated pollution points are port and industrial zones. The management of air quality and the consistency of air quality management activities in these areas require the development of different models for exploration, assessment and development of a strategy for reducing emissions. The article has developed a simulation model of the ship's transition through the port of Varna, which takes into account the pollution of the atmospheric air in the region.

Keywords: air pollution, emissions, port areas, ships, simulation model

1. Въведение:

Замърсяването на въздуха е тема със силно актуален характер. Разработват се изследвания, извършват се оценки и се предлагат стратегии за намаляване и ликвидиране на замърсяването на атмосферния въздух от промишлени предприятия, битови замърсители и сухоземния транспорт. Въздушният и морският транспорт са рядко изследвани като източници на замърсяване на атмосферния въздух. Едва в близките години морския транспорт, освен като източник на замърсяване на морските и океански води, се разглежда и като обект, замърсяващ атмосферния въздух.

Извършването на изследвания в сферата морския транспорт е сложен процес, т. к. е обект на изследване са корабите, които са подвижни моторни средства със специфични характеристики. Разработването на експериментално изследване на борда на кораби е трудоемко и продължително във времето начинание, изискващо разрешения от различни инстанции и в повечето случаи и наличие на специфично оборудване за извършване на изследвания. За да се докаже, че морският транспорт е източник на замърсяване на атмосферния въздух, се извършват различни статистически анализи и приблизителни оценки, базирани на статистически и теоретични данни, имащи широк обхват.

Точни и реални данни за замърсяването от морския транспорт и в частност от корабите, все още няма. За получаването на такива данни, без да се минава през тромави и дълги във времето процедури и продължителни изследвания от кораб на кораб, се намесва технологичната еволюция. С развитието на компютърната техника, днес разполагаме с възможност да пресъздаваме реални събития във виртуалното пространство. Разработването на симулационен модел, е именно средството, с което да се постигнат търсените резултати и да се получат необходимите данни.

Изследване замърсяването на атмосферния въздух, има за цел да ограничи и предотврати изпускането на вредни емисии в атмосферата и да подобри качеството на въздуха.

През годините Световната здравна организация (СЗО) и Съвета на Европейския парламента за оценка и управление качеството на околния въздух, разработват редица програми и директиви за управление качеството на атмосферния въздух, целящи осигуряване на определена степен на чистота на атмосферния въздух, която да е безопасна за здравето на хората и околната среда.

Директива 96/62/ЕО на Съвета на Европейския парламента за оценка и управление качеството на околния въздух от 27.09.1996г., води до приемане в България на Закон за чистотата на атмосферния въздух (ДВ бр.45/1996г.) и до издаване на Наредба №7 за оценка и управление качеството на атмосферния въздух (ДВ бр.45/1999г.). С Наредбата се уреждат условията, реда и начина за оценка и управление качеството на въздуха [1].

Оценката на качеството на атмосферния въздух е от първостепенно значение. Тя включва с себе си: мониторинг на замърсяването на въздуха, мониторинг и оценка на емисиите на определена територия, използване на методи за моделиране на качеството на атмосферния въздух.

Мониторингът на замърсяването на въздуха е важен фактор при управление качеството на въздуха, но има известни ограничения, което налага съчетаване с други методи за получаването на данни. Един от тези методи е моделирането [1].

В практиката се използват различни методи на моделиране, които могат да се приложат в различни сфери на изследване, но с разработването на нови софтуерни програми, моделирането на данни чрез разработването на симулационни модели става все по-широко приложимо. За пример:

- Измерване на пазарния риск чрез Монте Карло симулация [2];
- Симулационни модели при тактическа подготовка на офицери от ВМС [5];
- Компютърна симулация при моделиране на почвени процеси [3];
- Симулационен модел при принудените трептения на механична система [4].

Моделиращата система, която се използва главно в управлението на качеството на атмосферния въздух в България е SELMA^{GIS}, която е моделираща система за работа с данни и нагледното им представяне. Системата разполага с допълнителен модул: DIGIsum, който позволява симулиране на изчислени концентрации на замърсители [1].

Всички тези модели са обвързани с необходимостта от предварително получаване и обработване на данни, математически изчисления, статистически данни и пр., в следствие на което се разработват симулационни модели за оценка и изследване на последствията.

В настоящата статия се предлага и разработва симулационен модел на движението на кораб, с помощта на които се получават първични данни за замърсяване на въздуха от горивните процеси на корабните двигатели за района на пристанище Варна.

Разработването на симулационен модел има за цел да покаже, че компютърно симулиране на движението на кораб, чрез който да се отчетат акуратни стойности за изпусканите емиии на изгорели газове от корабите.

Допълнителната обработка на симулационния модел чрез (мойта система от дисертацията) дава възможност за изследване замърсяването на въздуха и разработване на стратегии за намаляване на замърсяването от морския транспорт. За постигане на поставената цел се използват следните научноизследователски задачи:

1. Проследяване движението на кораба в реални условия и представяне на резултатите от изследването.
2. Разработване на методика за съставяне на симулационния модел
3. Разработване на симулационен модел на движещ се кораб през пристанище Варна

4. Отчитане на данни за замърсяването при движение на кораба в симулационни изследвания

5. Сравнителен анализ на резултатите от реалните и симулационните изследвания.

2. Изложение:

За изследване адекватността на симулационен модел на движението на кораб е необходимо да се проследи движението на кораб в реални условия.

За целите на изследването е разгледано маневрирането на моторен кораб Zealand Delilah през пристанище Варна на 22.09.2014г., по време на което е извършено и практическо изследване, чрез апаратура, замърсяването на атмосферния въздух в следствие горивните процеси на корабните двигатели.

В реални условия корабът е влязъл в пристанище Варна, преминавайки през следните възлови точки: 1-ва точка е район около поворотен буй, 2-ра точка място на качване на пилота на борда на кораба, 3-та точка район около пристанищен фар и 4-та точка място район на маневране при заставане на кейово място.

При провеждане на изследването корабът маневрира при следните атмосферните условия: температура на въздуха 24°C, облачно без наличие на валежи, слаб югоизточен вятър.

При преминаването през възловите точки е извършено и отчитане на резултати за наличието на замърсяване на въздуха с помощта на апарат Testo 340 4-Gas Combustion Analyzer. В тези точки двигателя на кораба е работил с по-голямо натоварване за извършване на маневрите и е изразходвал по-голямо количество гориво, следователно се очаква количеството емисии да са силно концентрирани.

Таблица 1. Отчетени резултати за замърсяване при реално плаване на м/к Zealand Delilah

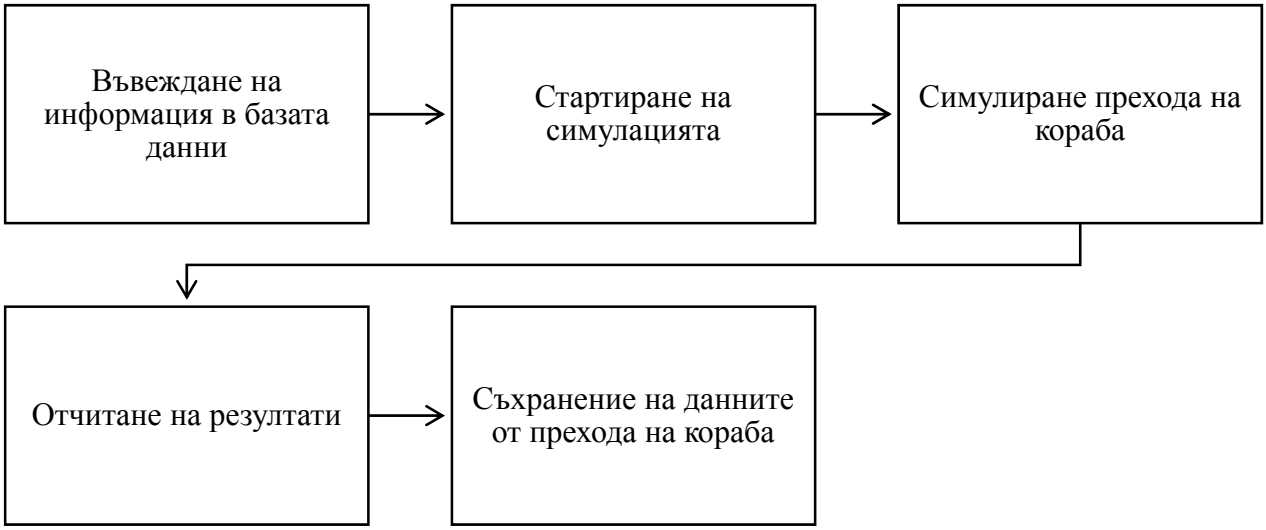
Точка на промяна	Координати	CO_2 [g/s]	SO_2 [g/s]	NO_x [g/s]
Поворотен буй	43^0 11.3 N	31.692	0.0192	0.0107
	027^0 59.9 E			
100	43^0 11.2 N	31.33	0.0201	0.0116
Качване на пилота	027^0 56.3 E			
103 / 104	43^0 11.01 N	33.6613	0.0232	0.0112
Варна - Изток	027^0 55.3 E			
Кейово място №4	43^0 11.75 N	33.1981	0.0189	0.0102
	027^0 55.0 E			
Средна стойност		32.47035	0.02035	0.010925
Отклонение от теоретично изчислената стойност [%]		-0.00538982	0.06874877	-0.13748854

От получените резултати се вижда, че в емисиите на отработени газове с най-високи отчетени резултати е въглеродният диоксид, а серния диоксид и азотните окиси са с по-ниски стойности.

Базирайки се на данните от реален преход на кораб Zealand Delilah е разработен симулационен модел на движението на кораб през пристанище Варна.

Симулационният модел е разработен в тренажорен комплекс: „Лабораторен комплекс за научно приложни изследвания върху корабите в Българските Териториални Води за оптимизиране на трафика, намаляване на вредните емисии във въздуха и отпадните води в морската среда с лаборатории за изследване, развитие на еко и енергоспестяващи технологии и процеси и оптимизиране на: 1. кораби с динамично позициониращи системи; 2. трафика на товарни кораби в подходите на Черноморските и Дунавските пристанища на Република България“ в ТУ-Варна.

Симулационният модел е разработен при следната методика представена на фиг.1.



Фиг.1. Методика за разработването на симулационнен модел за движението на кораб

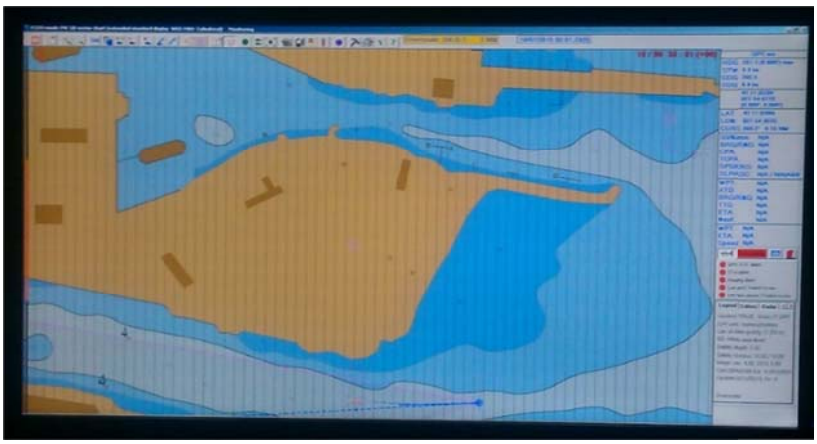
В база данни на системата на тренажора последователно се задават: пристанището, в което ще се симулира маневрата, задават се определени атмосферни условия, избира се плавателно средство със съответни характеристики и се стартира симулацията.

В софтуерът на тренажора са въведени и пресъздадени реално, с прилежащите обекти в районите, пристанище Варна и пристанище Бургас [6,7].

За целите на изследването в база данни са въведени характеристики на моторен кораб Zealand Delilah, който се явява средностатистически представител на преминаващите през пристанище Варна кораби, на борда, на който е извършено реалното експериментално изследване и са отчетени резултати. Зададени са в база данни и идентични характеристики на атмосферните условия, след което е стартирана симулацията.

Проследяването на симулационното движение на кораба е с помощта на капитан далечно плаване, управляващ кораба. Симулационния модел имитира с точност маневрата на моторен кораб Zealand Delilah, като следва точно координатите от реалното практическо изследване. Корабът от симулацията плава през същите възлови точки, през които е преминал кораб Zealand Delilah.

На фиг. 2. са представени изображения от симулатора, на които може да се видят зададените начални координати на симулационното плаване и карта на пристанището, по която се следи маневрирането.



Фиг. 2. Карта на симулационното плаване

а) 

б) 

в) 

г) 

Фиг. 3. Плаване през канала на пристанище Варна: а) и в) показват части от прехода на кораба при симулацията; б) и г) показват части от прехода на кораба в реални условия

От представените изображения (фиг.3.), проследяващи плаването на кораба в симулацията (фиг3. а, в) и кораба в реални условия (фиг.3 б, г), през канала на пристанище Варна, се вижда, че картината е аналогична и могат да се свалят, обработват и съпоставят различни данни.

Тренажорът е разработен със софтуерна и хардуерна техника, която напълно пресъздава реална картина. Конструкцията на тренажора е разработена и сглобена така, че все едно си на мостика на кораб. Това може да се види от изображението на фиг. 4.



Фиг. 4. Рул и активирани системи за наблюдение

Тренажорът е разработен според изисквания за новостроящите се кораби и разполага с вградена система за наблюдение натоварване на енергетичните уредби и изгорелите газове (фиг. 5).



Фиг. 5. Изображение на вградената система за наблюдение натоварване на енергетичните уредби и изгорели газове (горе в дясно)

Вградената система е с ограничени възможност, тъй като може да се наблюдава и отчита единствено количеството въглероден диоксид в изгорелите газове.

С помощта на вградената система за наблюдение, натоварване на енергетичните уредби и изгорели газове, при проследяване на симулацията са отчетени данни за изпуснатите в атмосферния въздух количества въглероден диоксид. Даните са отчетени в същите възлови точки, както при замерването на данните с апарат Testo 340 4-Gas Combustion Analyzer на борда на моторен кораб Zealand Delilah. Получените симулационни резултати са обработени и преобразувани в съответните мерни единици (Таблица 2), за да могат да бъдат сравнени с тези от практическо изследване в реални условия (Таблица 1).

Таблица 2. Стойности на изпуснатите в атмосферата количества CO_2 свалени от симолационния модел

Точка на промяна	Координати	CO_2 [g/s]
Поворотен буй	43^0 11.3 N	32.021

	027^0 59.9 E	
100	43^0 11.2 N	31.89
Качване на пилота	027^0 56.3 E	
103 / 104	43^0 11.01 N	33.898
Варна - Изток	027^0 55.3 E	
Кейово място №4	43^0 11.75 N	33.275
	027^0 55.0 E	

При извършване на сравнителен анализ са изчислени отклоненията на стойностите засечени при реалното изследване спрямо тези в симулационния модел по формула (1).

$$P = \left[Sr - \left(\frac{\left(\frac{Sr+Sc}{2}\right)+Sr}{2}\right)\right] x100, \qquad (1)$$

където: *P* – отклонение в проценти,

Sr – отчетена стойност от реално изследване в определена точка,

Sc – отчетена стойност от симулационен модел за определена точка.

След обработка и изчисляване на приблизителните отклонения по формула (1), става ясно, че във $2^{-ра}$ възлова точка – качване на пилота, се наблюдава отклонение с най-висока стойност – 14%.

Най-ниска степен на отклонение има при данните в $4^{-та}$ възлова точка – кейово място, където отклонението е със стойност – 1,59%.

Резултатите са с отрицателен знак, което показва, че симулационните стойности са по-високи от реалните. Отчитаните данни от Testo 340 4-Gas Combustion Analyzer, използван за симулацията има минимални вградени отклонения от реалните.

Въпреки получените незначителни отклонение, разработения симулационен модел на движение на кораб, с цел изследване замърсяването на въздуха от горивните процеси на корабните двигатели, е акуратен и позволява отчитане на приблизителни данни близки до реалните.

3. Изводи:

В резултат на направените изследвания могат да се формулират следните изводи:

1. Разработеният симулационен модел е верен и дава възможност за изследване замърсяването на атмосферния въздух от горивните процеси на корабните двигатели.

2. Получените данни са адекватни и единични с реално изследвани такива, което дава възможност, с помощта на тренажора, да се разработват в бъдеще подобни симулационни модели с различни първични данни и характеристики.

3. В тренажорен навигационен комплекс в ТУ-Варна, могат да се обучават, както бъдещи капитани, така и студенти учещи екология, които да създадат различни симулационни модел, с които да се прогнозира замърсяване на въздуха в различни ситуации. При работа в екип между капитани и еколози, чрез разработените симулационни модели, могат да се създадат програми за превенции за намаляване замърсяването на атмосферния въздух от горивните процеси на корабните двигатели.

Литература:

1. Chuturkova R., "Ambient Air Quality Management", TU-Varna, 2014

2. Georgiev G., "Measurement of Market Risk through Monte Carlo Simulation", NEW KNOWLEDGE, Issue of Higher School of Agribusiness and Regional Development, issue 4, 10-12.2012

3. Mladenov M., "Possibilities for Application of Computer Simulation in Soil Modeling - Initial Fluid Transfer in Porous Soil Environment", E-Journal of Mathematical Modeling and Computer Simulation, Volume II, Number 5, 2014

4. Nikolov V., "Simulation model of the forced oscillations of a mechanical system with four degrees of freedom", Technical University of Sofia, branch Plovdiv, 2003

5. Stoyanov N. L, Dissertation work "Simulation models in the system of tactical training of officers from Navy", VVMU "H. Vaptsarov ", Varna, 2012

6. Zhekova T., Development of Ecological System of National Water Spaces with Navigational Importance, DIS, TU-Varna, 2013.

7. Zhekova T., A. Stanev, Development of a Virtual Model of Port Areas Supporting their Sustainable Development in: International Sustainable Development Magazine, in: Sustainable Development, 2015

ИЗСЛЕДВАНЕ И АНАЛИЗ НА МЕТОДА РЪЧНО ЕЛЕКТРОДЪГОВО ЗАВАРЯВАНЕ НА МЕТАЛИТЕ ПОД ВОДА

Дойчин Ников

STUDY AND ANALYSIS OF THE METHOD MANUAL UNDERWATER WELDING OF METAL

Doychin Nikov

Abstract. This publication analyzes the relationship between charge components of 17 electrodes for underwater welding of metals, and the technological/mechanical properties of the welded metal. The experimentally proven that regardless of the conditions, in which the welding process flows underwater the main defining properties of the welded compounds, are technological strength and mechanical properties (resistance of the metal against «brittle» strength A_V)

Keywords: underwater welding, analysis and study, Underwater MMA process

1. Въведение:

Целта на изследването е разкриване и анализиране на взаимовръзки между независимите променливи, технологичните и механични свойства на заваръчния процес, и заваръчните съединения, като преобладаващата част от тези зависимости се описват с нелинейни уравнения. Това налага линеаризация на зависимостите в статистически план. За да се пристъпи към този вид мероприятия е необходимо установяване и анализиране, на значимите и значимостта на изследваните зависимости и преди всичко описващите ги независими променливи параметри (зависими, резултативни величини). Това се постига с корелационен анализ [1], който е удачен в случаи, когато вида на изследваната зависимост в статистически аспект е с неизвестен характер.

2. Изложение:

В изследването, корелационният анализ е развит в два етапа: рангова корелация на Спирмен за установяване на значимите (степента на свързаност) взаимовръзки между двойките от независима променлива и изследвана величина (параметър).

- **коефициент на конкордация на Кендал** (Kendall's W) като измерител на статистическите връзки между ранговете на няколко променливи или изследвани величини.

Критерии за статистическа значимост на коефициента на рангова корелация на Спирмен r_s с критичната стойност r_{skp} , зависеща от нивото на значимост *α* (*α = 0,05*), т.е. 95% доверителен интервал [1, 2] при *n* броя изследвани обекта.

Например при *α = 0,05÷0,1 u n= 17;* r_{skp} *= 0,412÷0,339*.

Критичната стойност на коефициента на конкордация на Кендал се определя при използване на фактора на разпределение на случайните величини X^2:

$$m\,(n-1).W(m) > X^2_{0,05}\,(n-1) \qquad (1)$$

При *n* = обекта на изследване (17 бр. в изследването) и m - сравнения (в случая 3 и 4) то съответно:

при *m = 3* $W(m)_{Kp} \geq 0,548$ (2)

при *m =4* $W(m)_{Kp} \geq 0,411$ (3)

С цел изследване на технологичните свойства на заваръчното съединение при заваряване под вода е проведен анализ в изследване на значимите зависимости между двойка величини измерение чрез r_s.

Като особеност при анализирането на зависимости между изследваните величини чрез коефициента на Спирман е значността. При взаимно противоположен знак на ранговете този знак е отрицателен.

Получените регресивни уравнения на базата на направените експерименти са дадени в [10,11,12,13].

Анализирайки получените данни при експериментите (табл.1) бе установено, че технологичните свойства на заваръчното съединение при заваряване под вода са в следната зависимост от шихтовите състави на електроди за подводно заваряване (ЕПЗ):

- **устойчивост на горене на дъгата** k_S - статистически най-значима е връзката на k_S с CaF_2: Увеличаване на количеството CaF_2 води до увеличаване на ранга k_S т.е. понижава се устойчивостта на горене на дъгата (УГД). Слаба е статистическата значимост на зависимостта между k_S и $Fe_{прах}$, но тя отразява тенденция за обратна пропорционалност между ранговете на k_S и $Fe_{прах}$: Увеличаването на металната фаза в шихтовия състав (ш.с.) на покритието повишава УГД. Това е обяснение във физически аспект и главно като се вземат под внимание условията за възникване и развитие на електродъговите процеси.

Таблица 1. Технологични свойства на наваренят метал при мокро подводно заваряване (МПЗ) при различен ш.с. на ЕПЗ 3.1÷3.17

№	TiO_2 %	$CaCO_3$ %	CaF_2 %	$Fe_{прах}$ %	FeMn %	$\bar{U}$ [V]	$\bar{I}$ [A]	$\overline{UI_{SR}}$ [kW]	G [s]	V_G %	K_S	P_{cr} %	D_S %	D_P %	$D_{S,P}$ %	N %	№
3.1	28,4	19,0	8,5	28,4	5,7	30,27	208,40	6,25	6,884	17,53	0,402	87,8	0,516	0,750	1,28	6,5	3.1
3.2	16,4	32,7	14,7	16,4	9,8	35,18	184,39	6,36	5,240	17,66	0,079	86,6	1,970	1,840	3,81	4,4	3.2
3.3	39,2	26,1	3,9	13,0	7,8	29,90	208,94	6,23	6,388	13,44	0,808	88,8	0,538	0,150	0,69	1,1	3.3
3.4	13,0	26,1	3,9	39,0	7,8	29,99	208,98	6,25	6,968	13,63	0,786	87,0	1,053	0,330	1,38	1,2	3.4
3.5	29,7	19,7	8,9	29,7	2,0	29,37	212,58	6,22	7,380	16,63	0,581	80,5	0,861	0,775	1,64	8,0	3.5
3.6	17,6	35,9	15,9	17,6	3,5	36,63	182,32	6,64	4,977	14,83	0,297	87,6	1,742	0,750	2,49	8,7	3.6
3.7	41,5	27,7	4,2	13,8	2,8	33,37	192,40	6,51	5,885	14,33	0,516	83,2	1,495	0,500	1,99	1,5	3.7
3.8	13,8	27,7	4,2	41,5	2,8	31,83	204,93	6,50	6,438	13,06	0,742	84,8	2,047	0,370	2,42	3,4	3.8
3.9	40,0	20,0	6,0	40,0	4,0	30,18	211,09	6,33	6,994	16,49	0,521	89,0	0,512	0,400	0,91	1,3	3.9
3.10	0,0	36,0	10,8	36,0	7,2	34,70	191,38	6,60	5,515	14,92	0,390	89,8	0,964	0,720	1,70	9,3	3.10
3.11	23,7	23,7	14,2	23.7	4,7	32,61	200,79	6,55	6,157	15,30	0,475	87,3	0,414	0,680	1,09	4,3	3.11
3.12	28,1	28,1	0,0	28,1	5,7	28,28	215,59	6,09	7,623	12,68	1,000	87,9	0,425	0,690	1,10	1,1	3.12
3.13	20,0	20,0	6,0	40,0	4,0	29,45	214,60	6,29	7,287	15,42	0,678	84,6	1,206	0,540	1,75	2,2	3.13
3.14	36,0	36,0	10,8	0,0	7,2	33,54	191,61	6,40	5,713	13,91	0,523	89,7	1,570	0,140	1,71	2,6	3.14
3.15	24,3	24,3	7,3	24,3	9,8	30,23	206,17	6,21	6,820	15,15	0,615	89,2	1,610	0,210	1,82	9,2	3.15
3.16	27,3	27,3	8,1	27,3	0,0	32,47	196,12	6,32	6,040	15,87	0,399	86,5	1,614	1,000	2,61	13,4	3.16
3.17	25,7	25,7	7,7	25,7	5,1	33,03	195,03	6,33	5,905	17,97	0,175	85,3	3,338	0,300	3,64	15,8	3.17

- **количество на макродефекти** *N* (относителна дефектност) се определят главно от количеството на CaF_2 в покрието. Увеличаването на CaF_2 е свързано с нарастване на макродефектите *N*. Вероятната причина за това е комплексна - от една страна е свързана с изменението на вискозитета на шлака с повишаване на количеството на CaF_2. От друга страна повишаването на CaF_2 увеличава количеството на флуор в заваръчното пространство, но с това се създават условия кислорода да взаимодейства с металната фаза вместо с водорода и нараства вероятността от шлакови включвания в металната вана. От останалите компоненти най-значимо влияние като тенденция само оказва съдържанието на TiO_2 в покритието: с нарастването му намалява количеството на макродефектите *N*.

- **количеството на неметалните включвания в наварения метал** D_S - тук най-значимата взаимовръзка е с количеството на $CaCO_3$ в ш.с. на покритието: увеличаването на $CaCO_3$ в покритието е свързано с нарастване на микрошлаковите включвания. В металургичен аспект това се дължи на нарастване на вероятността за развитие на окислителните процеси при дисоциацията на CO_2 до CO+O с последващо образуване на FeO и разтварянето му в металната вана. Внимание заслужава и образуването на

шлакови комплекси на основата на CaO, характеризиращи се с малък вискозитет и температурен интервал на кристализация, препятстващи изплуването им от стопилката на металната вана особено, когато скоростта на кристализация е голяма (както е при МПЗ). Противоположно влияние оказва увеличеното съдържание на TiO_2 (рутил) в покритието. Увеличаването му е свързано с намаляване на неметалните включвания. Вероятната причина трябва да се търси в окислителния потенциал, създаван от TiO_2 [3, 4], блокиращ образуването на FeO, разтварящ се в желязото и създаващ центрове за образуване на неметални включвания;

- **количество на микропори** D_P - в статистически аспект най-значима е взаимовръзката между D_P и CaF_2, отразяваща нарастване на количеството на флушпат в ш.с. на покритието. Обяснението на феномена трябва да се търси в съвместното действие от повишаване парциалното налягане на газовата фаза и комплексите от CaO, явяващи се като зародиш на газови пори при ускорена кристализация на стопилката. Аналогично влияние оказва и повишеното съдържание на FeMn. Тук причината трябва да се търси в образуването на комплекс FeO+MnO, свързан с намаляване повърхностното напрежение на стопилката в онези обеми, в които са разтворени тези компоненти и образуване то на зародиши, респ. газови пори.

- **устойчивост на метала срещу кристализационни пукнатини** P_{cr} - Анализът показва, че най-силно влияние за увеличаване на устойчивостта на метала срещу кристализационни пукнатини оказва повишаване на количеството на Fe прах в покритието на ЕПЗ. Аналогично влияние оказва и повишаването на количеството на FeMn в ш.с. на покритието.

Нарастването на P_{cr} (устойчивостта на метала срещу кристализационни пукнатини) е пропорционално на нарастването на количеството на $CaCO_3$ в ш.с. покритието. Обяснението на този феномен се свързва с характера на протичащите процеси на дисоциация на $CaCO_3$. Влиянието им върху заваръчната вана в условията на атмосфера, наситена с водород и топлофизичните свойства на влаковите комплекси на базата на CaO.

- **количество топлина за разтопяване на 1 kg метал** q_L - най-силно се влияе от количеството на $CaCO_3$ в ш.с. на покритието. Взаимовръзката между ранговете е обратнопропорционална, но във физически аспект q_L нараства с намаляване съдържанието на $CaCO_3$ в покритието. Този факт се свързва с топлофизичните свойства на $CaCO_3$, а също с дисоциационните и йонизационни процеси в заваръчното пространство.

- **количеството топлина, необходимо за наваряване на 1 kg метал** q_n- се влияе най-силно от количеството на Fe прах и TiO_2 в покритието на ЕПЗ. Нарастването на количеството на Fe прах в покритието е свързано с намаляване на количеството топлина за наваряване на 1 kg метал. Този параметър се явява своеобразен показател на производителността, която е свързана и с количеството Fe прах в покритието на ЕПЗ.

Увеличаването на количеството на TiO_2 в покритието на ЕПЗ води до намаляване на количеството енергия за наваряване на 1 kg метал. Това е свързано главно с "киселия" характер на шлаките, съдържащи TiO_2 [5, 6, 7].

- **производителност на заваръчния процес**:

o **коефициент на стопяване** - α_L, нараства с нарастването на съдържанието на $CaCO_3$ и CaF_2 в покритието. Физическата интерпретация на този факт е в създаването на условия за намаляване окисляването на метала в електрода, вследствие образуването на основния оксид CaO.

o **коефициента на наваряване** - α_n, най-силно се влияе от съдържанието на TiO_2 в покритието и на Fe прах. Зависимостта между α_n и TiO_2 е обратнопропорционална и се изразяваше в намаляване на α_n с увеличаването на TiO_2, обясняваща се с "киселинността" на шлаки, съдържащи рутил.

Установено беше влиянието на химическият състав на навареният метал от шихтовият състав на ЕПЗ (табл.2):

- **въглерод** C% - съдържанието на въглерод в наварения метал е статистически слабо свързано с шихтовия състав на покритието. Значимостта се свежда до тенденция, изразяваща се в намаляване съдържанието на "C" с увеличаване на металната фаза в покритието, което е свързано с увеличаване количеството на разтворителя (желязо). Съдържанието на "C" се запазва ("увеличава") с нарастване съдържанието на $CaCO_3$ в прикритието.

Таблица 2. Механични свойства получени при различни типове покрития на ЕПЗ 3.1÷3.17 заварявани при различни режими

№	TiO_2 %	$CaCO_3$ %	CaF_2 %	$Fe_{прах}$ %	FeMn %	C %	Mn %	Si %	C_{eq} AWS03,6	A_V J	НМ HV10 x0.1 MPa	ЗТВ HV10 x0.1 MPa		[H] ml/100g
3.1	28,4	19,0	8,50	28,40	5,8	0,0710	1,030	0,195	0,293	47,7	343	242		28,4
3.2	16,4	32,7	14,70	16,40	9,8	0,0920	1,790	0,096	0,436	39,1	352	264		26,9
3.3	39,2	26,1	3,90	13,00	7,8	0,0850	0,930	0,130	0,287	47,3	343	217		39,7
3.4	13,0	26,1	3,90	39,20	7,8	0,0856	1,320	0,098	0,347	45,1	343	239		28,3
3.5	29,7	19,7	8,90	29,70	2,0	0,0680	0,530	0,150	0,206	48,2	357	217		25,8
3.6	17,6	35,9	15,90	17,60	3,5	0,0820	0,820	0,114	0,269	61,0	343	231		22,5
3.7	41,6	27,7	4,20	13,80	2,8	0,0720	0,420	0,090	0,185	54,5	361	207		38,5
3.8	13,8	27,7	4,20	41,50	2,8	0,0830	0,640	0,200	0,227	54,1	339	204		27,5
3.9	40,0	20,0	6,00	40,00	4,0	0,0585	0,574	0,144	0,202	73,6	357	206		22,3
3.10	0,0	36,0	10,80	36,00	7,2	0,0590	0,990	0,020	0,258	66,9	348	209		27,5
3.11	23,7	23,7	14,20	23,70	4,7	0,0640	0,860	0,110	0,253	48,9	343	227		35,2
3.12	28,1	28,1	0,00	28,10	5,7	0,0550	0,440	0,070	0,166	71,5	339	196		32,5
3.13	20,0	20,0	6,00	40,00	4,0	0,0690	0,777	0,146	0,232	62,1	339	215		32,5
3.14	36,0	36,0	10,80	0,00	7,2	0,0860	0,780	0,080	0,251	64,9	339	242		26,9
3.15	24,3	24,3	7,30	24,30	9,8	0,0861	1,360	0,140	0,359	52,1	343	222		36,4
3.16	27,3	27,3	6,10	27,30	0,0	0,0900	1,180	0,390	0,360	73,6	339	202		17,3
3.17	25,7	25,7	7,70	25,70	5.1	0,0800	0,760	0,120	0,254	61,7	339	231		39,7

- **манган** Mn % - количеството му зависи главно от съдържанието на FeMn в шихтовия състав на покритието. Увеличаването на TiO_2 и CaF_2 води също до увеличаване съдържанието му в наварения метал. Явлението се обяснява с повишаване количеството на шлаковата фаза, а по този начин се намалява парциалното налягане на газовата фаза, а от там и окислителния й потенциал.

- **силиций** Si % - неговото количество най-силно зависи от съдържанието $CaCO_3$, с увеличаване на карбоната в ш.с. на покритието съдържанието на Si намалява. Явлението се обяснява и с увеличаване количеството на CaO разтворителя, който създава условия за интензивно разтваряне на SiO_2. По този начин се блокира възможността за възстановяването на Si от SiO_2. По същия начин (-като разтворител) влияе и металната фаза. Увеличаване на Fe прах способства за разтваряне на по-големи количества Si в метала. Увеличаването на FeMn в ш.с. на покритието намалява разтворимостта на Si в Fe, тъй като се разтваря Mn. Намалява се количеството на Si в метала на шева.

- **дифузенен подвижен водород** [H] [ml/100g Me] - зависимостта между количеството на дифузионно подвижен водород и шихтовия състав е слабо представена в статистически аспект. Най-значително, количеството [H] в метала на шева се влияе от количеството на CaF_2 в покритието, с чието повишаване съдържанието на [H] намалява вследствие образуването на HF. Подобно влияние оказва металната и шлаковата фаза. Механизмът на намаляване на [H] в метала на шева се обяснява с намаляване на парциалното му налягане чрез парциалните налягания на металната или шлаковата фази при постоянно външно налягане.

При изследване на зависимостите между компонентите на шихтовият състав и механичните свойства на наваренията метал при подводно електродъгово заваряване беше установено, тяхното влияние представено главно чрез устойчивостта на метала срещу крехко разрушаване - ударна жилавост $a_k(A_V)$. Анализът на получените резултати във физико-статистически аспект показват, че нарастването на A_V е съпроводено с намаляване на FeMn в ш.с., на ниво тенденция може да се оцени влиянието на $CaC0_3$ върху A_V, а именно с увеличаване на $CaCO_3$ ударната жилавост намалява.

- **твърдостта на наварения метал** - $HV_{H.M.}$- се определя главно от FeMn в ш.с. на покритието. Нарастването на $HV_{H.M.}$ се определя от повишеното количество FeMn в шихтовия състав на покритието при равни други външни условия. Влияние в значим статистически аспект оказва CaF_2 от ш.с. на покритието. Физико-металургичния ефект се определя от възможността за възстановяване на Mn от MnO чрез Ca^+ от CaF_2 при протичане на процеса на МПЗ.

Анализирайки основните зависимостите между параметрите на технологичните свойства на наварения метал, като основни такива се открояват:

- **устойчивостта на горене на дъгата (УГД)** k_S - най-значима е зависимостта с макродефектите, т.е. увеличаването на макродефектите *N* е свързано с понижаване на k_S (устойчивостта на горене на дъгата - УГД).

УГД определя количеството на микропори и микрошлакови включвания. Следователно количеството на микро- и макродефектите се свързва с устойчивостта на горене на дъгата чрез характера на пренасяне на метала на електрода, определящ вариациите в параметрите на режима I_S и U_S. УГД - k_S влияе на твърдостта на наварения метал, намалявайки я в случаите когато $k_S \longrightarrow 1$, и върху [H]. УГД влияе слабо, но с изразена тенденция към увеличаване на дифузионно подвижния водород [H] в наварения метал с увеличаване на УГД - k_S т.е. $k_S \longrightarrow 1$. УГД влияе значимо върху коефициента на стопяване α_L и сравнително слабо върху коефициента на наваряване α_r. Това се обяснява с обстоятелството, че при по-устойчиво горящата дъга проводимостта е по-голяма, следователно нараства тока I_S.

- **количество на макродефектите** *N* (относителна дефектност) - се определят главно от количеството на микродефектите и преди всичко от микрошлаковите образувания D_S. Това е в съответствие с теорията за образуване на макродефекти [8, 9].

При изследване на тенденциите, количеството на макродефектите зависят от количеството дифузионно подвижен водород в наварения метал, а също и производителността на процеса: α_L, α_r.

Нарастването на тези параметри води до нарастване на макродефектите:

- **количество на неметалните включвания в наварения метал** D_S – количеството на микровключванията са свързвани с увеличаване на енергоемкостта на процеса на стопяване на електродния метал q_L и коефициентите на стопяване α_L и на наваряване α_r . Тези включвания оказват отрицателно влияние върху P_{cr}.

- **количеството на микропори** D_P - количеството на микропорите зависят от количеството дифузионно подвижен водород [H] в наварения метал. Този факт потвърждава теорията за точковите дефекти като зародиши на пори [8,9]. Отрицателно влияние микропористоста оказва на P_{cr}, но изразена по-скоро като тенденция, като феномен, допълващ механизма на разрушаване на метала в ТИК (температурният интервал на крехкост).

- **устойчивостта на метала срещу кристализационни пукнатини** P_{cr} - показва тенденция на обратнопропорционална зависимост с устойчивостта на метала срещу крехко разрушаване - A_V ударна жилавост.

- **устойчивостта на метала срещу крехко разрушаване** A_V - е най-силно свърза с твърдостта на наварения метал - параметър, съчетаващ влиянието на химическия състав и вида на термообработката. Нарастването на $HV_{H.M.}$ намалява A_V. Влияние върху A_V, но

по-слабо оказва съдържанието на дифузионно подвижен водород [H] в наварения метал. То се изразява в намаляване на A_V с израстване на [H]. Този феномен е показател за структурно-водородното състояние на наварения метал, изразено чрез A_V.

3. Заключение:

Направените анализи и изследвания при „мокро” подводно заваряване дават основания да бъдат направени следните важни изводи:

1. Установи се, че независимо от условията, в които протича заваръчния процес основните определящи свойства на заварените съединения са :

- технологичната якост;
- механични свойства (устойчивост на метала срещу крехко разрушаване A_V).

2. Установено беше, че свойствата на заваръчния процес, заварените съединения и шихтовия състав на покритието на електроди за "мокро" подводно заваряване оказват съществено въздействие върху изследваните свойства - чрез изменение на концентрациите на компонентите в състава на покритието.

3. Технологичната якост на заварените съединения P_{cr} изпълнени при МПЗ се определя от съдържанието на $x_2;x_4;x_5$ ($CaC0_3$; Fe прах; FeMn) в покритието на ЕПЗ. Главно значение за повишаване на P_{cr} имат Fe прах и FeMn в концентрации, съответно до 40%(*Fe прах*) и до 9,8% (*FeMn*). Значение за подобряването на P_{er} има и увеличаването на концентрацията на $CaC0_3$ в покритието на ЕПЗ.

4. Съществува косвена зависимост между P_{ce} и УГД - k_s, определена от отрицателното влияние на микродефектите в метала на шева D_s и P_p. Следователно, P_{er} зависейки от k_s зависи и от концентрацията на x_3 и x_4, които определят k_s (x_3= CaF_2; x_4 = *Fe прах*). Едновременното нарастване съдържанието на метална фаза в покритието x_4 *(Fe прах)* и намаляване на концентрациите на CaF_2 в покритието, увеличават k_s, намаляват се D_s и D_P, а с това нараства технологичната якост на наварения метал, представена чрез устойчивостта му срещу кристализационни пукнатини - P_{cr}. Концентрациите на Fe прах в покритието трябва да има максимални значения до 40% и минимални - не по-малко от 24 – 25%. Концентрациите на CaF_2 в покритието трябва да са минимални. Тези стойности са в граници, определени от условието за минимална концентрация на дифузионно подвижен водород в наварения метал *[H]*. Това условие изисква компромисно решение по отношение на УГД - k_s, която е свързана в обратнопропорционална зависимост с концентрацията на *[H]*:

Концентрацията на CaF_2 в покритието трябва да е не повече от 4÷4,5%.

5. Механичните свойства се определят от шихтовия състав на покритието от концентрацията на x_2 *(CaC0₃)* и x_5 *(FeMn)*. Най-силно влияние на тази зависимост оказва *FeMn*, с чието нарастване, A_V - ударната жилавост намалява. Компромисното решение на обратнопропорционалната зависимост между A_V ; P_{cr} ; *[H]*, определящо структурно-водородното състояние на метала и шихтовия състав на покритието изисква съдържанието на *FeMn* в покритието да бъде 4 ÷ 6 % .

Литература:

1. Ayvazan C.A., et al. (1983) *Applied Statistics*, Moscow, p.1 and p.2 "Finance and Statistics";
2. Novik F., Arsov Ya. (1980), *Planning an experiment in the technology of metals*, Moscow , "Mechanical Engineering";
3. Barabash O. et al., P. Ed. Larikova L. (1986). *Handbook: Structure and properties of metals and alloys. The crystal structure of metals and alloys*, Kiev, "Naukova Dumka";
4. Tikhonov L. et al. Ed. Larikova L. (1983). *Handbook: Structure and properties of metals and alloys. Mechanical properties and alloy*. Kiev, "Naukova Dumka";
5. Simonik A., (1983). *The Role of Perceiving Warming in detachment from Electrode Metal Drops in Jet Transfer*, Moscow, "St.P." No. 1.
6. Syovevatkin N. et al.(1983). *On the influence of some components on the welding type, "Installation and welding of reservoirs and technol. Pipelines;*

7. Kohtz D., (1983). *Einfurung in die Werkstoffkunde fur Mettalschweisser. Die Geburt des Gefuges.* ,"Prakti ker" , №3;
8. Devereau O. (1986). *Problems of Metallurgical Thermodynamics*. Moscow, . Metallurgy (edited by Prof. Glazov V.);
9. Yu. N.A. (2007). *Defects of welded joints*. Moscow, Publishing house SOUELO;
10. Nikov N.Ya., Nikov D.N (2006). *Study of the influence of components of the overlaid under the quality and the structure in the welded joint underwater welding. Part I,* Varna, Bulgaria, MHCK, V International Congress "Mechanical Technologies 06", MT'06, September 20-23, 2006;
11. Nikov N.Ya., Nikov D.N (2006). *Analysis of the effect of electrode coating components, on the process of manual welding under water. Part II*, Varna, Bulgaria, II International Congress "Quality Strategy in Industry and Education", TU-Varna, June 2-9, 2006;
12. Nikov Doychin (2016). *Experimental study on underwater welding sampling of steel 09G2 Part I*, Varna, BG, International Conference "Eco Varna" 2016;
13. Nikov Doychin, (2016). *Study the influence of items to cover electrodes on the properties of the weld welding Part II*, Varna, Bulgaria, International Conference "Eco Varna" 2016.

За контакти: Dipl.Eng. Doychin Nikov, Technically University – Varna, Department ETET, Varna, web@remtechnology.eu, +359-52-319980

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ВЗАИМОВРЪЗКАТА МЕЖДУ ШИХТОВИТЕ СЪСТАВИ НА ТРЪБНО-ФЛЮСОВИ ТЕЛОВЕ ПРИ ЗАВАРЯВАНЕ ПОД ВОДА И КАЧЕСТВОТО НА ЗАВАРЪЧНОТО СЪЕДИНЕНИЕ

Борислав Ников

STUDY OF THE INFLUENCE OF THE RELATIONSHIP BETWEEN CHARGE COMPONENTS OF FLUX CORED WIRES AT SELF SHIELDED FLUX CORE METAL ARC UNDERWATER WELDING AND QUALITY OF WELDING JOINT

Borislav Nikov

Abstract. In this publication is analyzed the relationship between charge components of seventeen author's flux cored wires for underwater welding and the mechanical properties of welding joint. Shown are the regression equations of dependence between charge components $CaCO_3/CaF_2$, CaF_2/TiO_2, $Fe_{пр}/TiO_2$, $FeMn/TiO_2$ and the chemical composition C, Si, Mn, H_2 of the welded metal onto the hardness and impact strength of the welding joints. Optimization has been performed and an optimum is shown for each of the regression equations, the presented diagrams with isolines of the influence of the relationship between charge components of flux cored wires and the mechanical properties of welding connection in real magnitudes.

Keywords: Underwater FCAW process, underwater welding, quality of welding joint.

1. Въведение:

Известно е влиянието на водната среда върху еластично-пластичните свойства на метала при „мокро" подводно заваряване (МПЗ) изразяващо се в намаляване на пластичността и повишаване склонността към крехко разрушаване на метала. Причини за това са повишеното съдържание на водород, дифундиращ в метала, както и получаваните неравновесни структури [3,4,5].

Все още няма точни експериментални данни и математични модели за механичните свойства на метала на шева и завареното съединение като цяло в зависимост от термичният цикъл, от химичният състав, от състоянието на основния метал и др. Следва да се отбележи, че получаването на математическия модел се затруднява и от следното [6,7]:

- технологичните параметри имат случаен характер, като стойностите им не са постоянни (ток, напрежение и др.);
- химичния състав на материала не е еднакъв навсякъде, а и химичния състав на наварения метал се получава винаги с определено разсейване на данните;
- грешките се получават и при експерименталното определяне на механичните свойства.

2. Изложение:

Цел на изследването е анализиране на взаимовръзката между щихтове състави на тръбно-флюсови телове (ТФТ) за подводно заваряване и механичните свойства на завареното съединение (МСЗС) [9,10].

Като показатели на МСЗС в случая се използват ударната жилавост (A_v) и твърдостта на метала на шева/наварения метал ($HV_{нм}$) и на твърдостта на метала в зоната на термично влияние ($HV_{зтв}$). Ударната жилавост представлява комплексна оценка, зависеща от якостните и пластичните свойства на материалите. От своя страна твърдостта се явява показател за структурното състояние на наварения метал и зоната на термично влияние, а именно измерването и преди всичко се свързва с установяване наличието на твърди закалъчни структури в тези зони [11,12].

Освен това важно е да се отбележи, че HV_{max} не е така интересна величина и чрез нея трудно могат да се направят технологични препоръки за процеса. По-важни за

мокрото подводно заваряване се явяват уравненията, определящи твърдостта, която действително съществува като функция от легиращите елементи и времето за охлаждане (респ. скоростта на охлаждане).

Отчитайки спецификата на водната среда, в повечето случаи се предпочита въвеждане на недефицитни легиращи елементи- например *Si* и *Mn* [8,9]. Високият окислителен потенциал на реакционната зона при МПЗ предизвиква значително изгаряне на тези компоненти вероятно още на стадий капка [10,11]. Съдържанието на C, *Mn* и *Si* в метала на шева в зависимост от съдържанието им в тръбният тел, както е показано в табл.1, се изменя в следните граници [9,10]:

0,03 < C < 0,08; 0,2 < *Mn* < 1,6; 0,03 < *Si* < 0,17;

Изпитването на ударната жилавост е извършено съгласно БДС ENI ISO 4136:2012 върху образци от Шарпи с V-образен надрез при температура от 0°C и -20°C. Отчетена е работата, необходима за разрушаването на образеца A_V [J]. Опитните образци са изработени от пробно тяло - две челно заварени пластини от стомана 09Г2 с дебелина 14mm. За измерване на твърдостта е прилаган метода на Викерс (БДС EN ISO 6507-1:2006).

Лабораторните експерименти са извършени с разработени от автора 17 марки тръбен тел по плана на Хартли [2]. Данните за състава на шихтата са посочени в табл. 1 в натурални величини.

Таблица. 1. Изследване взаимодействието между шихтата на ТФТ, химическите елементи и механичните свойства

№	$CaCO_3$/ CaF_2	CaF_2 /TiO_2	$Fe_{пр}$/ TiO_2	$FeMn$/ TiO_2	Химичен състав на шева				HV_{10}		*Av*, [J]	
					C	*Si*	*Mn*	H_2	нав.метал	ЗТВ	0°C	-20°C
1	0,66	0,33	1,00	0,20	0,052	0,171	0,80	31,2	247	339	37,7	27,7
2	2,00	1,00	1,00	0,60	0,076	0,072	1,58	29,9	269	347	29,1	19,1
3	0,66	0,10	0,33	0,20	0,069	0,110	0,68	38,2	222	339	37,3	27,3
4	2,00	0,30	3,00	0,60	0,068	0,076	1,10	31,5	244	339	35,1	25,1
5	0,66	0,33	1,00	0,07	0,045	0,130	0,32	28,9	223	351	38,2	28,2
6	2,00	1,00	1,00	0,20	0,061	0,090	0,59	25,8	236	334	51,1	41,3
7	0,66	0,10	0,33	0,07	0,054	0,071	0,22	39,1	215	359	44,6	34,2
8	2,00	0,30	3,00	0,20	0,066	0,160	0,45	31,1	211	331	34,2	24,1
9	0,50	0,15	0,50	0,10	0,041	0,090	0,41	26,1	216	353	63,7	53,3
10	0	0	0	0	0,037	0,030	0,81	30,2	218	341	56,7	46,9
11	1,00	0,60	1,00	0,20	0,039	0,089	0,63	37,8	234	343	38,7	28,9
12	1,00	0	1,00	0,20	0,035	0,040	0,29	34,6	203	337	61,6	50,9
13	1,00	0,30	2,00	0,20	0,048	0,110	0,57	35,3	223	331	52,1	42,1
14	1,00	0,30	0	0,20	0,063	0,050	0,63	29,4	250	332	54,7	44,2
15	1,00	0,30	1,00	0,40	0,064	0,100	1,14	37,7	229	341	42,1	31,9
16	1,00	0,30	1,00	0	0,069	0,210	0,98	23,1	208	327	63,4	53,6
17	1,00	0,30	1,00	0,20	0,061	0,090	0,58	35,5	237	332	51,7	41,4

Обработката на получените експериментални данни е извършена с помощта на програмен пакет QstatLab 6.1 [1]. Получени са регресионни уравнения, извършена е проверка за значимост на коефициентите и адекватност на моделите, като за всеки са изчислени *t* - стойност на разпределението на Стюдънт и *F* - стойност на разпределението на Фишер [1].

Получени са коефициентите на корелация между всяка от двойките вариращи фактори и регресионни уравнения за зависимостта между състава на шихтата, химичния състав на наварения метал и механичните свойства, както следва:

$$Av_{0°C} = 51{,}52 + 11{,}76.x_1.x_2 - 59{,}87.x_2.x_4 - 3{,}28.x_1^2$$

$$HV_{10нм} = 219{,}84 + 3{,}97.x_1 - 5{,}94.x_1.x_3 + 15{,}84.x_3.x_4 + 20{,}16.x_2^2 + 62{,}79.x_4^2$$

$$Av_{-20°C} = 41{,}36 + 12{,}12.x_1.x_2 - 60{,}44.x_2.x_4 - 3{,}32.x_1^2$$

Обозначения:

x_1 <--> $CaCO_3/CaF_2$

x_2 <--> CaF_2/TiO_2
x_3 <--> $Fe пр/TiO_2$
x_4 <--> $FeMn/TiO_2$

$$HV_{10нм} = 220{,}85 - 97{,}63.x_2 + 470{,}04.x_1.x_3 - 3{,}30.x_3^2$$

$$HV_{10\,зтв} = 287{,}77 + 1337{,}71.x_2 - 9655{,}0.x_1.x_2 - 26{,}86.x_2.x_4 - 1617{,}8.x_1.x_3 + 48{,}87.x_1.x_4 + 63{,}31.x_3^2$$

$$Av_{0°C} = 28{,}32 + 4587{,}65.x_1 - 1031{,}91.x_2 - 78{,}24.x_3 - 0{,}03.x_1.x_4 + 16109{,}72.x_1.x_2 + 2676{,}95.x_1.x_3 - 73564{,}81.x_1^2 - 50{,}95.x_3^2 - 0{,}012.x_4^2$$

$$Av_{-20°C} = 90{,}23 - 300{,}72.x_1 - 6{,}71.x_3 - 1{,}01.x_4$$

Обозначения:
x_1 <--> *C*
x_2 <--> *Si*
x_3 <--> *Mn*
x_4 <--> H_2

Уравненията са справедливи при изменения на променливите в границата, посочени в табл. 1.

С помощта на програмния пакет QstatLab6.1 по метода „Random search (RND)“ [1] е извършена оптимизация на получените модели на влиянието на отношения шихтове състави и легиращи елементи на ТФТ за подводно заваряване и механичните свойства на завареното съединение в натурално измерените граници на фактурното пространство:

x_1 = $CaCO_3/CaF_2$ = [0..2], %;
x_2 = CaF_2/TiO_2= [0..1], %;
x_3 = $Fe пр/TiO_2$= [0..3], %;
x_4 = $FeMn/TiO_2$= [0..0,6], % ;
и
x_1 = *C* = [0,035..0,076], %;
x_2 = *Si* = [0,03..0,21], %;
x_3 = *Mn* = [0,22..1,58], %;
x_4 = H_2 = [23,1..39,1], mg/100g. метал;

В оптималната точка при мокрото подводно заваряване (МПЗ) се получава твърдост в зоната на наварения метал $HV_{10нм}$ = 199,2 и тя има следните координати в натурални единици:

- $CaCO_3/CaF_2$ - x_1 = 1,827 %;
- CaF_2/TiO_2- x_2 = 0,061 %;
- $Fe пр/TiO_2$- x_3 = 2,754 %;
- $FeMn/TiO_2$- x_4 = 0,041 %;

В оптималната точка при МПЗ се получава ударната жилавост в зоната на наварения метал при температура 0°C - $Av_{0°C}$ = 59,7 [J] и тя има следните координати в натурални единици:

- $CaCO_3/CaF_2$ - x_1 = 1,869 %;
- CaF_2/TiO_2- x_2 = 0,969 %;
- $Fe пр/TiO_2$- x_3 = 0,102 %;
- $FeMn/TiO_2$- x_4 = 0,029 %;

В оптималната точка при МПЗ се получава ударната жилавост в зоната на наварения метал при температура -20°C - $Av_{-20°C}$ = 50,8[J] и тя има следните координати в натурални единици:

- $CaCO_3/CaF_2$ - x_1 = 1,372 %;
- CaF_2/TiO_2- x_2 = 0,954 %;
- $Fe пр/TiO_2$- x_3 = 0,125 %;

- *FeMn/TiO₂*- x_4 = 0,0032 %;

В оптималната точка при МПЗ се получава твърдост в зоната на наварения метал $HV_{10нм}$ = 206,5 и тя има следните координати в натурални единици:

- *C* - x_1 = 0,0378 %;
- *Si* - x_2 = 0,209 %;
- *Mn*- x_3 = 0,369 %;
- H_2 - x_4 = 25,27, mg/100g. метал;

В оптималната точка при МПЗ се получава твърдост в зоната на термично влияние $HV_{10зтв}$ = 284,5 и тя има следните координати в натурални единици:

- *C* - x_1 = 0,0746 %;
- *Si* - x_2 = 0,208 %;
- *Mn*- x_3 = 1,048 %;
- H_2 - x_4 = 38,54 , mg/100g. метал;

В оптималната точка при МПЗ се получава ударната жилавост в зоната на наварения метал при температура 0°C - $Av_{0°C}$ = 62,3[J] и тя има следните координати в натурални единици:

- *C* - x_1 = 0,049 %;
- *Si* - x_2 = 0,0719 %;
- *Mn*- x_3 = 0,73 %;
- H_2 - x_4 = 26,59, mg/100g. метал;

В оптималната точка при МПЗ се получава ударната жилавост в зоната на наварения метал при температура -20°C - $Av_{-20°C}$ = 50,5[J] и тя има следните координати в натурални единици:

- *C* - x_1 = 0,043 %;
- *Si* - x_2 = 0,1139 %;
- *Mn*- x_3 = 0,241 %;
- H_2 - x_4 = 24,95 mg/100g. метал;

Графичния анализ на регресионните модели за $HV_{10нм}$, $HV_{10зтв}$, $Av_{0°C}$, $Av_{-20°C}$ е извършен в областта на оптимума получени при компютърната обработка на регресионните уравнения.

В края на анализа са представени диаграми с изолинии, отразяващи влиянието на отношения шихтове състави:

- $CaCO_3/CaF_2$ - x_1 ;
- CaF_2/TiO_2- x_2 ;
- *Fепр*/TiO_2- x_3 ;
- *FeMn*/TiO_2- x_4 ;

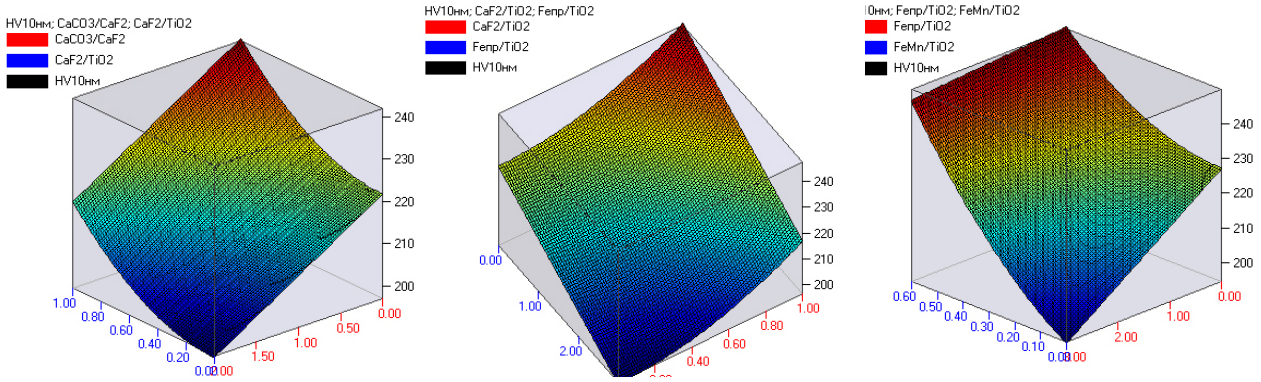
и легиращи елементи:

- *C* - x_1 ;
- *Si* - x_2 ;
- *Mn*- x_3 ;
- H_2 - x_4 ;,

на ТФТ за подводно заваряване върху механичните свойства на завареното съединение $HV_{10нм}$, $HV_{10зтв}$, $Av_{0°C}$, $Av_{-20°C}$ в натурални величини.

Използването на програмния пакет QstatLab6.1 позволява намирането на оптималните точки и после на базата на получените оптимални стойности на отношения шихтове състави и легиращи елементи, построяване на диаграми с изолинии, показващи изменението на изходните величини във функции на две входни величини при оптимални стойности на останалите [1].

На фиг.1. (а÷в), фиг.2 (а÷в), фиг.3 (а÷в), фиг.4 (а÷в), фиг.5 (а÷в), фиг.6 (а÷в) и фиг.7 (а÷в) са показани диаграми на изолиниите с действителните им стойности:

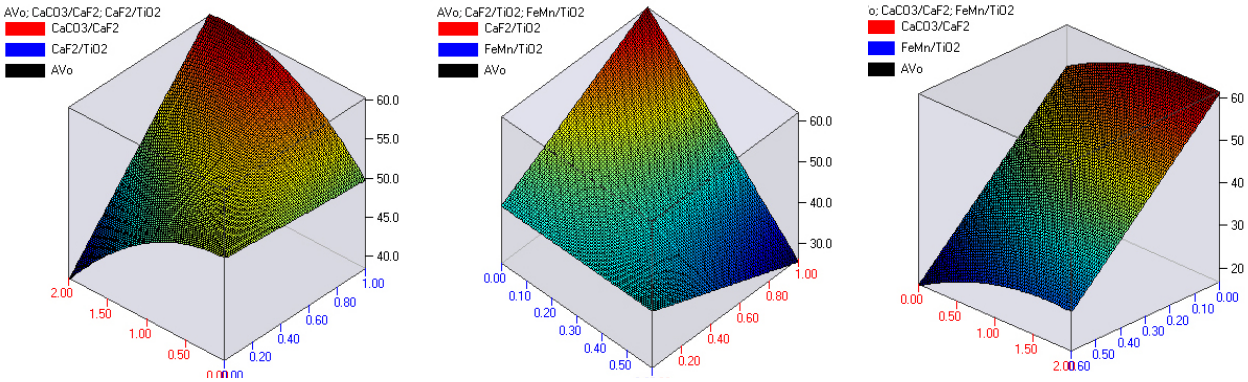


а) $HV_{10нм}=f(x_1,x_2)$ при $x_3=2,754$; $x_4=0,041$

б) $HV_{10нм}=f(x_2,x_3)$ при $x_1=1,827$; $x_4=0,041$

в) $HV_{10нм}=f(x_3,x_4)$ при $x_1=1,827$; $x_2=0,061$

Фиг. 1. (а,б,в). Зависимост на твърдост в зоната на наварения метал $HV_{10нм}$ при МПЗ при изменението на отношения шихтовия състав: $CaCO_3/CaF_2$-x_1, CaF_2/TiO_2-x_2, $Fenp/TiO_2$-x_3 и $FeMn/TiO_2$-x_4.

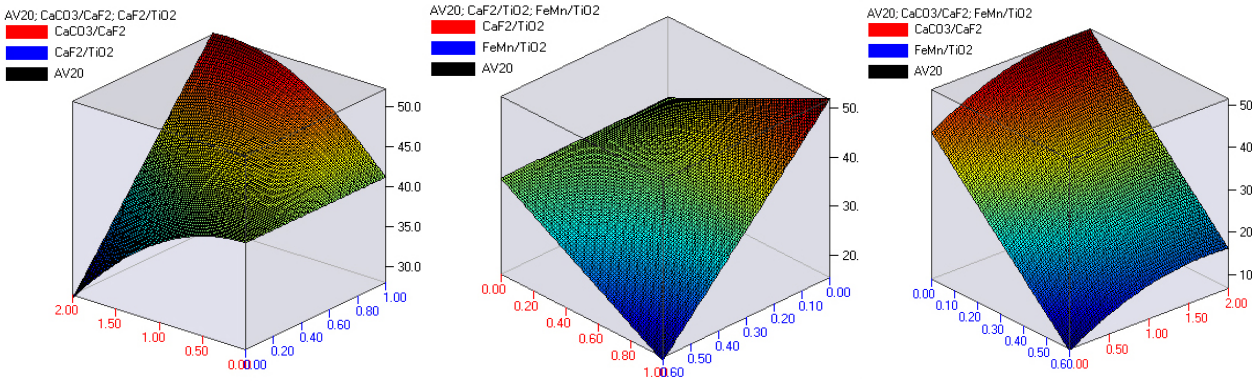


а) $Av_{0°C}=f(x_1,x_2)$ при $x_3=0,10$; $x_4=0,029$

б) $Av_{0°C}=f(x_2,x_4)$ при $x_1=1,869$; $x_3=0,10$

в) $Av_{0°C}=f(x_1,x_4)$ при $x_2=0,969$; $x_3=0,10$

Фиг. 2. (а,б,в). Зависимост на ударната жилавост $Av_{0°C}$ в зоната на наварения метал при температура 0°C при изменението на отношения шихтове състави: $CaCO_3/CaF_2$-x_1, CaF_2/TiO_2-x_2, $Fenp/TiO_2$-x_3,$FeMn/TiO_2$-x_4

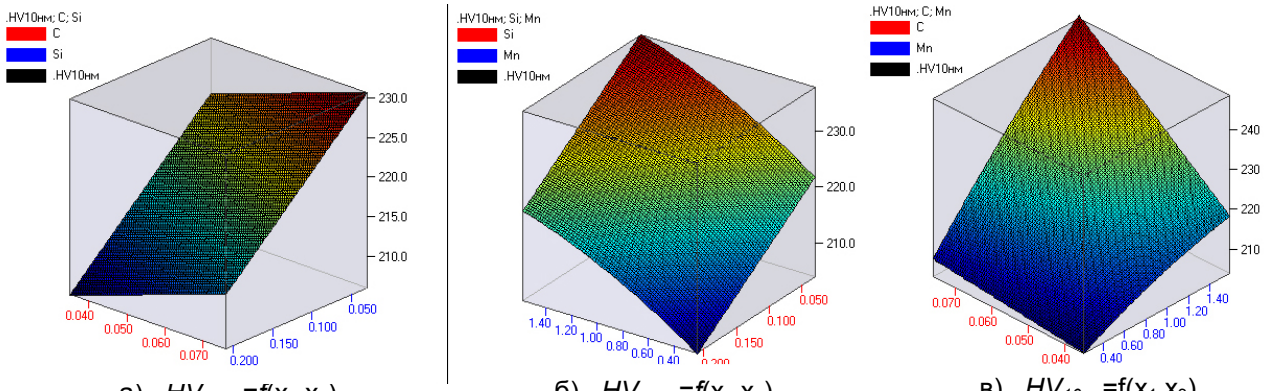


а) $Av_{-20°C}=f(x_1,x_2)$ при $x_3=0,125$; $x_4=0,0032$

б) $Av_{-20°C}=f(x_2,x_4)$ при $x_1=1,372$; $x_3=0,125$

в) $Av_{-20°C}=f(x_1,x_4)$ при $x_2=0,954$; $x_3=0,125$

Фиг. 3. (а,б,в). Зависимост на ударната жилавост $Av_{-20°C}$ в зоната на наварения метал при температура -20°C при изменението на отношения шихтове състави: $CaCO_3/CaF_2$ -x_1, CaF_2/TiO_2-x_2, $Fenp/TiO_2$-x_3=0,125, $FeMn/TiO_2$-x_4.

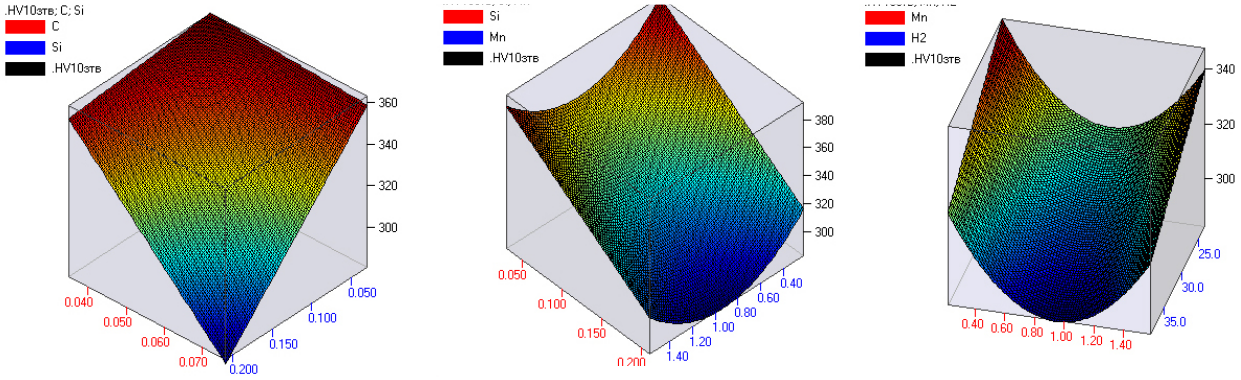


а) $HV_{10нм}=f(x_1,x_2)$
при x_3=0,369; x_4=25,27

б) $HV_{10нм}=f(x_2,x_3)$
при x_1=0,0378; x_4=25,27

в) $HV_{10нм}=f(x_1,x_3)$
при x_2=0,209; x_4=25,27

Фиг. 4. (а,б,в). Зависимост на твърдост в зоната на наварения метал $HV_{10нм}$ при МПЗ и изменението на легиращите елементи: *C* -x_1, *Si* -x_2, *Mn*-x_3 и H_2 -x_4=25,27.

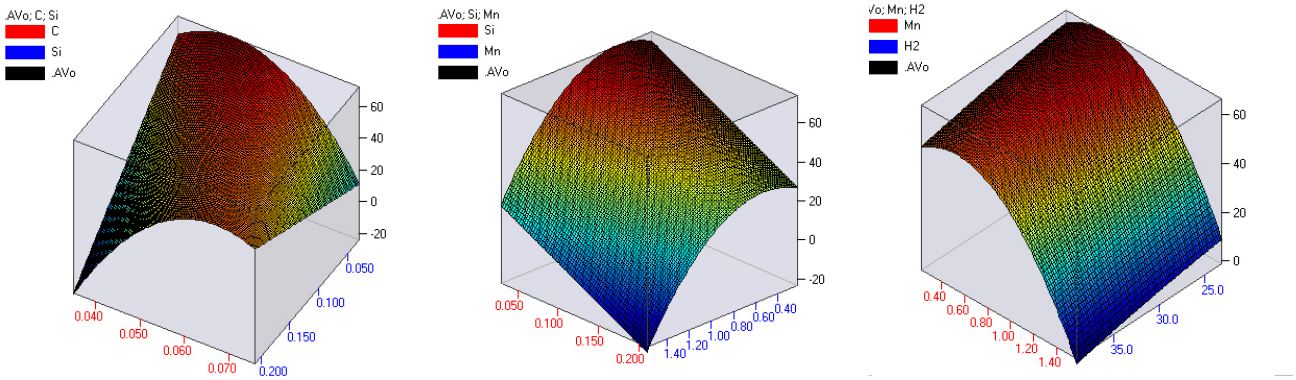


а) $HV_{10зтв}$ =f(x_1,x_2)
при x_3=1,048; x_4=38,54

б) $HV_{10зтв}$ =f(x_2,x_3)
при x_1=0,0746; x_4=38,54

в) $HV_{10зтв}$ =f(x_3,x_4)
при x_1=0,0746; x_2=0,208

Фиг. 5. (а,б,в). Зависимост на твърдост в зоната на термично влияние $HV_{10зтв}$ при МПЗ и изменението на легиращите елементи:
C -x_1 , *Si* -x_2 , *Mn*-x_3 и H_2 -x_4.

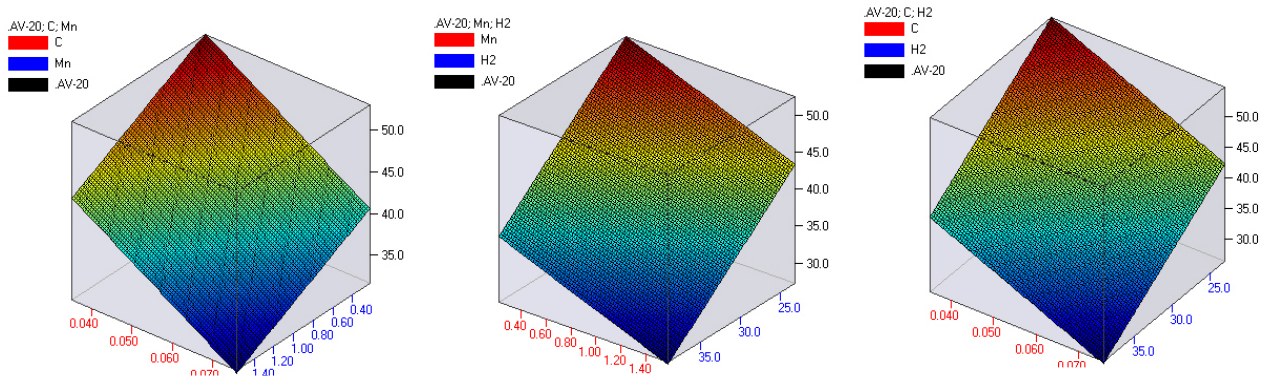


а) $Av_{0°C}$ =f(x_1,x_2)
при x_3=0,73; x_4=26,59

б) $Av_{0°C}$ =f(x_2,x_3)
при x_1=0,049; x_3=26,59

в) $Av_{0°C}$ =f(x_3,x_4)
при x_1=0,049; x_2=0,0719

Фиг. 6. (а,б,в). Зависимост на ударната жилавост $Av_{0°C}$ в зоната на наварения метал при температура 0°C и изменението на легиращите елементи:
C -x_1 , *Si* -x_2 , *Mn*-x_3 и H_2 -x_4.



а) $Av_{-20°C}$ =f(x_1,x_3)
при x_2=0,1139; x_4=24,95

б) $Av_{-20°C}$ =f(x_3,x_4)
при x_1=0,043; x_3=0,1139

в) $Av_{-20°C}$ =f(x_1,x_4)
при x_2=0,1139; x_3=0,241

Фиг. 7. (а,б,в). Зависимост на ударната жилавост $Av_{-20°C}$ в зоната на наварения метал при температура -20°C и изменението на легиращите елементи:
C -x_1 , *S* -x_2=0,1139 , *Mn*-x_3 и H_2 -x_4.

3. Заключение:

Анализа на регресионните модели показват следното:

Влияние на състава на шихтата върху механичните свойства:

- основното влияние за повишаване на твърдостта оказва увеличаването на съдържанието на *FeMn* и CaF_2;

- понижаването на количеството на *FeMn* се отразява благоприятно върху повишаване стойностите на ударната жилавост A_v при *0°C* и при отрицателни температури;

Влияние на химичния състав на наварения метал върху механичните свойства:

- най-силно влияние върху стойностите на ударната жилавост и твърдостта оказва съдържанието на въглерод в навареният метал. При увеличаване на съдържанието му намалява стойността на ударната жилавост A_v;

- съществено е и влиянието на *Mn* особено върху ударната жилавост. Понижаването на концентрацията му в навареният метал увеличава стойностите на A_v;

- получените зависимости потвърждават отрицателното влияние на водорода върху ударната жилавост.

4.Изводи:

1. Разработен е регресионен модел на взаимодействие на шихтовия състав на ТФТ и легиращите елементи върху механичните свойства на заваръчното съединение като е използван план на Хартли.

2. Получени са регресионните уравнения на зависимостта между съотношенията на шихтовия състав $CaCO_3/CaF_2$, CaF_2/TiO_2, Fепр/TiO_2, FeMn/TiO_2 и химическия състав на наварения метал C, Si, Mn, H_2 върху твърдостта и ударната жилавост на заваръчните съединения.

3. На базата на получените уравнения от регресионния модел е реализирана оптимизация с помощта на програмния пакет QstatLab6.1 по метода на „Random search (RND)” на влиянието на отношенията на шихтовия състав и легиращите елементи на ТФТ за подводно заваряване върху механичните свойства на заваръчното съединение в реално измерени граници на фактурното пространство [1,2].

4. Осъществен е графичен анализ за регресионните модели на твърдостта и ударната якост в областта на оптимума, получен при компютърна обработка на регресионните уравнения и са представени диаграмите с изолинии, отразяващи влиянието на шихтовия състав и легиращите елементи на ТФТ върху механичните свойства на заваръчното съединение в реални величини.

5. Изследванията показват, че твърдостта на наварения метал се определя главно от съдържанието на CaF_2 и FeMn в шихтата на ТФТ. Стойностите на ударната жилавост зависят основно от химическия състав на наварения метал и то главно от съдържанието на въглерод и манган като увеличената им концентрация намалява ударната жилавост при 0^oC и 20^oC.

Изследванията и анализите на резултатите позволяват да се посочат най-перспективните състави на шихтите на ТФТ при спазване на следните граници на изменение на компонентите:

$0,5 < CaCO_3/ TiO_2 < 1;$

$0,5 < CaF_2/ TiO_2 < 0,3;$

$0,1 < FeMn/TiO_2 < 0,3.$

Литература:

1. Vuchkov, I.N. (2009). *Statistical methods for quality control, robust engineering, planning, modeling and optimization*. QstatLab, ver. 5.3, Guide.

2. Alexandrov A., Alexandrova I.(2012). *Theory of Experiment*. Ex-Press, Gabrovo.

3. Kobayashi M. et autr. Quart J.. (1983). *Welding process*. "Jap. weld. Soc.", №3, p.311-317.

4. Kovitija P. (1984). *Calculated properties of tree burning arcs in Ar in the pressure range 1 to 100 atm.* IIW/IIS Doc. 212-577-84.

5. Matlock O.K. et cie. (1983). *An evaluation of the fatique behavi our in surface, habitat, and underwater wet welding*. 2"nd Int. Conf, Offsh. Weld. Struct., London, 16-18 Nov.1982. Abington, p. 15.

6. Nikov N., Nikov B., Nikov D. (2002) *Study of the gas atmosphere in the arc at underwater welding*. AUPE. Vol.1, p.58.

7. Nikov N. et al.(1989). *Theory of Welding*, TU-Varna.

8. Nikov B., (2016). *Investigation of factors and conditions for resistance of welding arc under welding under water*, International Conference "ECO VARNA 2016", p.303-307.

9. Nikov N., Nikov B., Nikov D. and Tabakov I. (2002). *Investigation of the composition of the tubular flue wire in order to improve the quality of the welds in welding under water*. Transport, ecology, sustainable development.EKOVARNA2002,pp.372-377.

10. Nikov N., Nikov B., Nikov D. and Tabakov I.(2002). *Development and research of new tubular wires for underwater welding*. Transport, ecology, sustainable development. EKOVARNA 2002.

11. Nikov N., Nikov B., Nikov D.(2013). *Methods of experimental-statistical study of factors influence the quality of underwater welding process*, Jubilee Congress with International Participation 04-06.10.2013, TU-Varna, Department of ETET.

12. Nikov N., Nikov B., Nikov D.(2013). *Study of factors affecting the stability of burning underwater welding*. Jubilee Congress with International Participation 04-06.10.2013, TU-Varna, Department of ETET.

За контакти: Borislav Nikov, Technical University of Varna**,** 1 Studentska Str., 9010 Varna, Bulgaria, phone +359 52 319980, e-mail: b.nikov@remtechnology.eu

ОЦЕНКА ВЪЗМОЖНОСТИТЕ ЗА МОДЕЛИРАНЕ НА ТОПЛИННО И ДЕФОРМАЦИОННО СЪСТОЯНИЕ НА БУТАЛО В СРЕДАТА НА SOLIDWORKS

Сергей Белчев, **Делян Петков**

EVALUATION OF THE POSSIBILITIES FOR MODELING THE HEAT AND DEFORMATION CONDITION OF AN ENGINE PISTON IN SOLIDWORKS

Sergei Belchev, Delyan Petkov

Abstract. The combustion load of the internal combustion engines is usually estimated by the thermal state of the combustion chamber components. It is easy to prove that the three main elements (piston, head and cylinder) are the most powerful of the piston's thermal resistance. In order to determine the temperature stresses it is necessary to know the temperature gradients and the level of the temperatures in the whole volume of the workpiece. This is possible by knowing its temperature field.
Purpose of work: to study the heat transfer performance of a piston of a fast-moving internal combustion diesel engine.

Using the Finite Element Method, in the SolidWorks environment, determine the temperature field and the stresses from the heat and mechanical loads. Criteria for the adequacy of the yields are the temperatures at specific piston points obtained experimentally.

Keywords: **:** Finite Element Method, SolidWorks, piston.

1. Въведение:

Топлонапрегнатостта на двигателите с вътрешно горене обикновено се оценява по топлинното състояние на детайлите, образуващи горивната камера. Лесно се доказва, че от трите основни елемента (бутало, глава и цилиндър) най-голяма е топлонапрегнатостта на буталото. За да се определят температурните напрежения е необходимо да се познават температурните градиенти и нивото на температурите в целия обем на детайла. Това е възможно при познаване на температурното му поле.

Цел на работата: да се изследва топлонапрегнатостта на бутало на бързооборотен дизелов двигател с вътрешно горене.

С помощта на Метода на крайните елементи, в средата на SolidWorks да се определи температурното поле и напреженията от топлинните и механични натоварвания. Критериите за адекватност на получените резултати са температурите в специфични точки на буталото, получени по експериментален път.

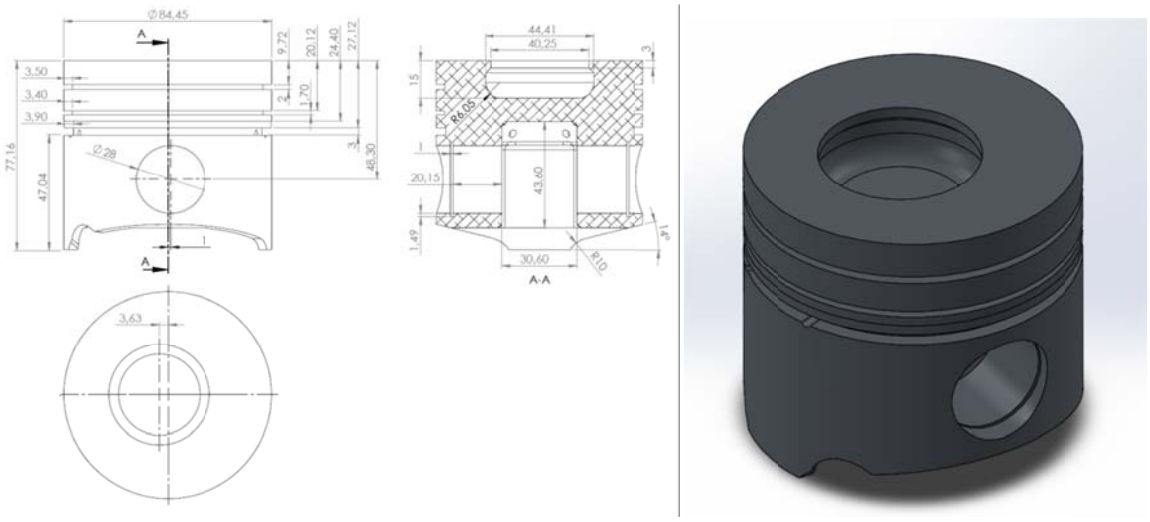
Представяме:

Подзадачата на работата, която представяме с публикацията, да се определи начина на задаване на граничните условия и се направи оценка на адекватността на получените резултати.

2. Изложение:

1. Създаване на тримерното изображение на бутало.

Тримерните изображения са създадени на базата на реални детайли. Конструктивните размери са измерени от детайлите, като се взимат предвид основни размери, посочени в техническата документация за двигателя. Оразмеряването на детайлите е по английска техническа документация, където мерната система е в инчове, затова размерите в милиметри се получават с неточни стойности. Тъй като целта е пресъздаването на реалните детайли при чертането не са правени закръгления.



а) б)

Фиг.1 Бутало
а - скица с размерите на буталото; б - завършен модел на буталото

При чертането на буталото са взети предвид основните размери показани на фиг.1а. Не се отчита микрогеометрията на буталото, тъй като сравнително малките отклонения от цилиндричност не влияят на топлинното и деформационното състояние на буталото.

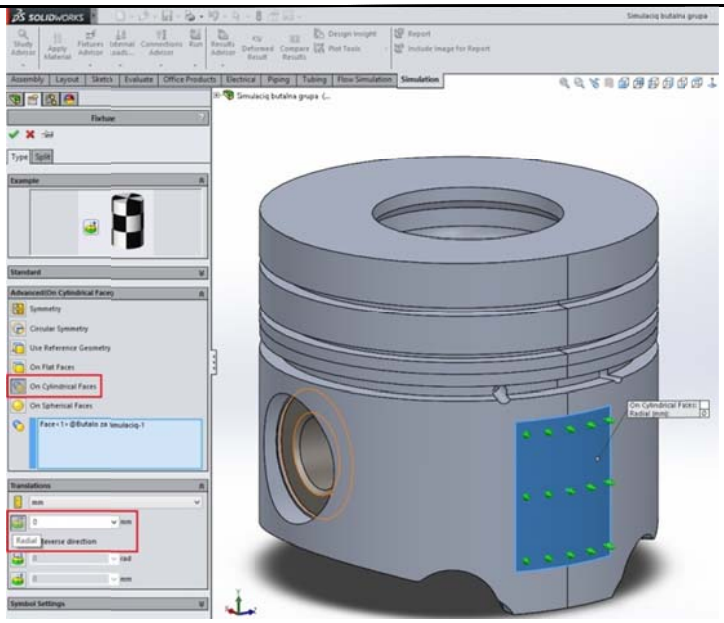
2. Гранични условия

2.1. Закрепване

Едно от ограниченията при движението на буталото е наложено от обхващащата го стена на цилиндъра.

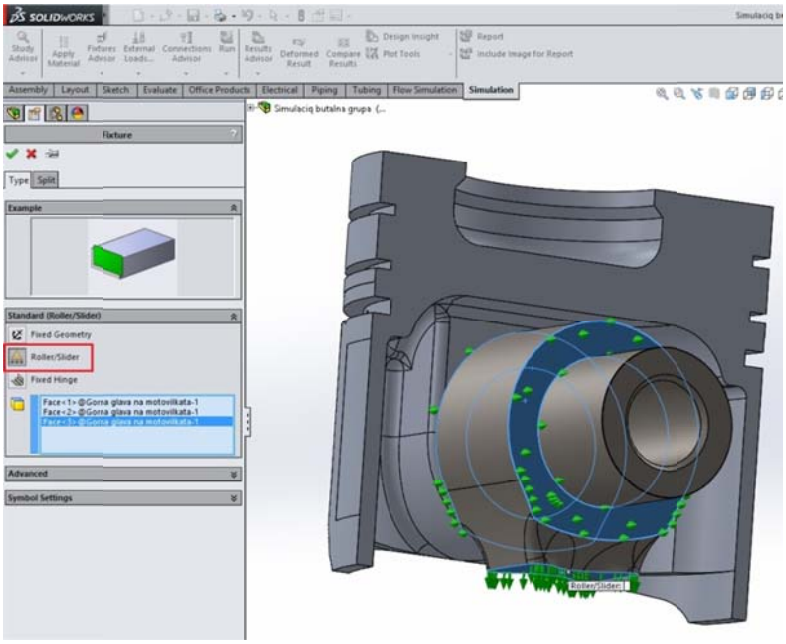
Тук не се задава плъзгаща опора (**Slide**), тъй като при нея не е позволено, както проникване така и отделяне от равнината на плъзгане. При деформацията си, обаче буталото не може да проникне в стената на цилиндъра, но може да се отдели от нея.

Затова в зоната на контактното петно, маркирано със син цвят на фиг.2 е зададена фиксираща опора **On Cylindrical Faces**. Тя е приложима само за цилиндрични повърхности. При нея степените на свобода са три, като е ограничено радиалното преместване само извън цилиндъра, чиято максимална стойност е зададена да е равна на 0 mm (**radial**). По този начин се симулира контакта между направляващата част на буталото и стената на цилиндъра.



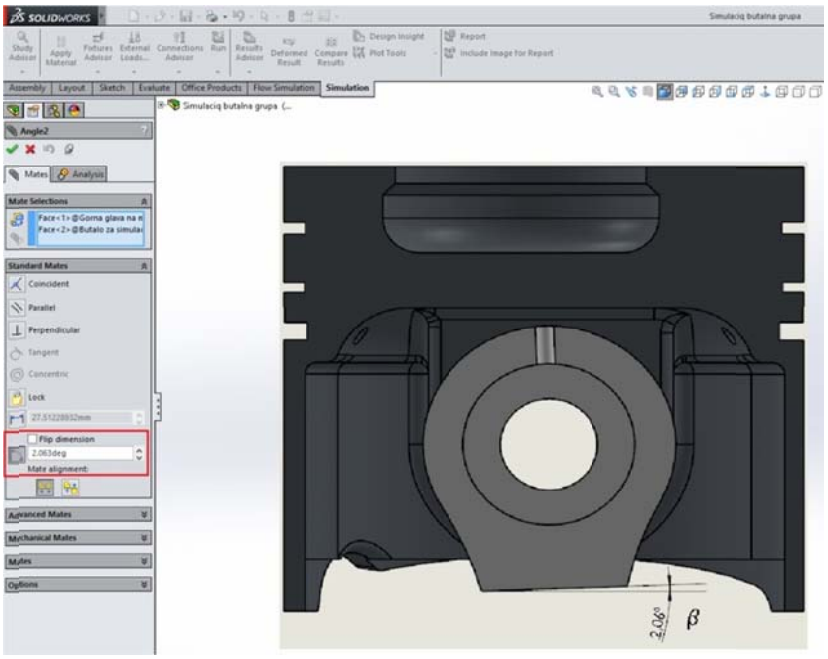
Фиг.2 Фиксиране в зоната на контактно петно

За да се ограничи страничното преместване на горната глава на мотовилката по оста на буталния болт, по страничните повърхнини се задава плъзгаща опора **Slider** на маркираните със син цвят зони на фиг.3.



Фиг.3 Фиксиране на горната глава на мотовилката

Долната повърхнина на втулката е наклонена на ъгъл **β=2,06°** (фиг.4) с помоща на инструмента **mate**, като стойността на ъгъла се определя от положението на коляновия вал (**φ=368°**), при което имаме максимално газово налягане. По тази повърхнина също е зададена плъзгаща опора. При това закрепване на горната глава на мотовилката се симулира притискането на буталото към стената на цилиндъра при движението му от горна към долна мъртва точка.



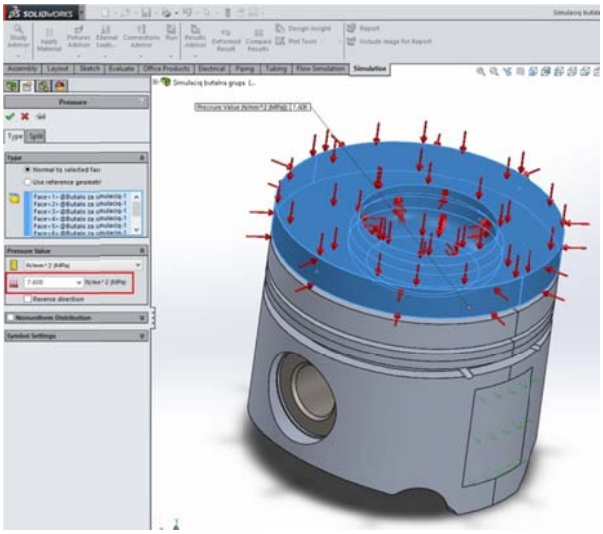
Фиг.4 Наклон на горната глава на мотовилката.

2.2. **Натоварване.**

Осъществяването на механичното натоварване на буталото в средата на SolidWorks се извършва в опцията **Static** чрез командата **Pressure** (налягане) и **Gravity** (гравитация).

С командата **Pressure** се реализира максималното газово налягане, което действа върху повърхнината над първи бутален пръстен на уплътняващата част на буталото, челото на буталото и повърхнините на камерата (фиг.5). Стойността на това газово налягане, което се въвежда с командата е:

P=7.608 MPa

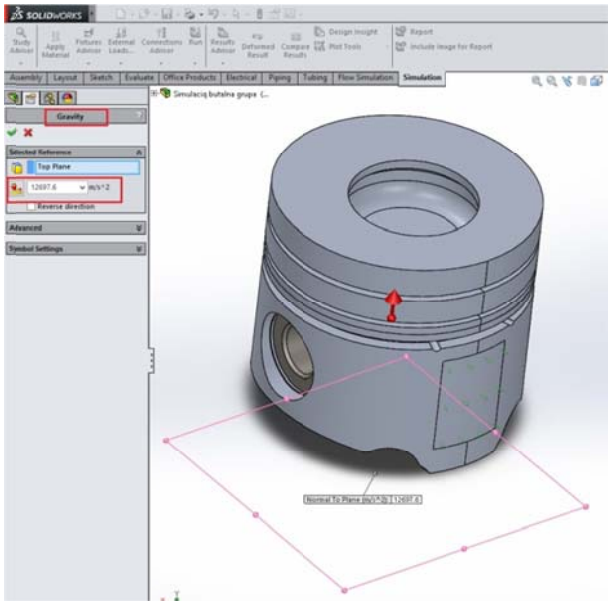


Фиг.5 Зони на зададено максимално налягане

Задаването на инерционната сила в модела става чрез ползването на командата **Gravity**, която чрез гравитационно поле ще симулира ускорението при движение на буталото в дадения момент. Посоката на гравитационното поле е изобразена с червена стрелка, показваща на къде действа инерционната сила. Това е показано на фиг.6.

Стойността на ускорението, което се задава с командата **Gravity** е:

j=12697.6 m/s^2

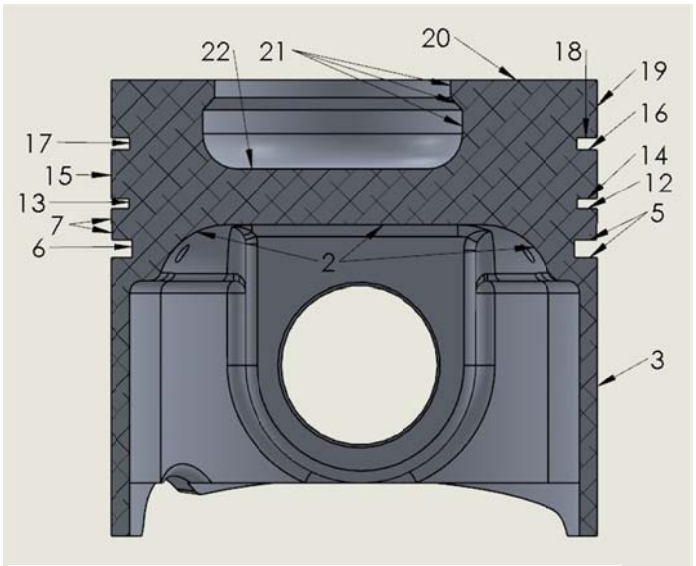


Фиг.6 Действие на инерционната сила

Пресъздаването на топлинното натоварване на буталото започва след като е избрана опцията за топлинни изследвания (**Thermal**). Командата с която се пресъздават топлинните условия на натоварване на буталото е **Convection**. Това са гранични условия от III род. В нея се въвеждат стойностите на коефициента на топлопредаване $\alpha_{r.cp.}$ **[W/m^{2}deg]** и резултантната температура $t_{r.рез}$ **[^{o}C]**. Например за зона 20 в командата **Convection** са въведени $\alpha_{r.cp.}$**=137 W/m^{2}deg** и $t_{r.рез}$ **=991 ^{o}C**.

Таблица 1 Топлинни гранични условия

Зона	$\alpha_{r.cp.}$	$t_{r.cp.}$
2	446	86
3	598	95
5	748	109
6	600	109
7	388	109
12	26148	186
13	22	186
14	26148	186
15	744	179
16	34241	196
17	29	200
18	34241	200
19	73	560
20	137	991
21	271	1559
22	374	1559



ıрване

Стойностите за различните зони на $\alpha_{г.ср}$ и $t_{г.рез}$ се определят по теоретико-експериментален път. За настоящите изследвания са взети стойностите, получени за дизелов двигател в [3]. Те са показани в табл. 1.

Макар показаните стойности да не се отнасят точно за изследваното бутало, те са в достатъчна степен адекватни и позволяват да се направи достоверно топлинно моделиране.

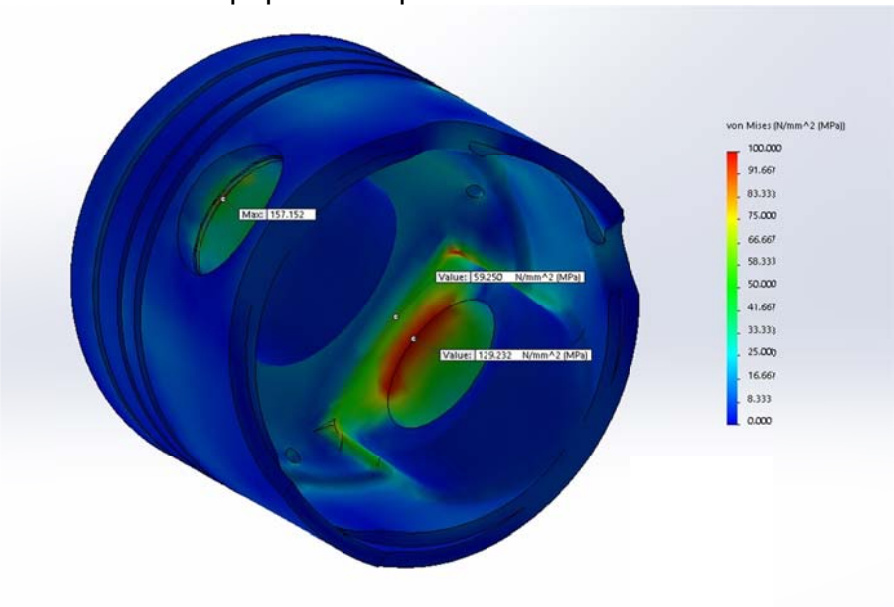
3. Симулации

За да се направи оценка на влиянието на различните натоварвания върху общото напрегнато и деформационно състояние на буталото се извършват две симулации. При първата симулация към буталото се прилага само механично натоварване, предизвикано от газовото налягане и инерционната сила.

За анализ на температурното поле на буталото се извършва отделно изследване в опцията **Thermal**. С получените данни за температурното поле, във втората симулация се комбинират механичните и топлинни деформации.

a. При механично натоварване.

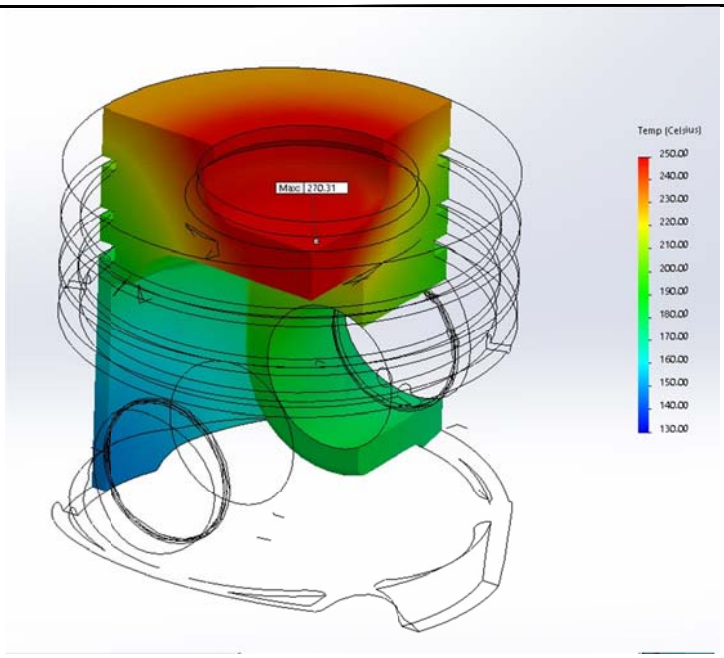
Максималната стойност на напрежението се явява в канала на осигурителния пръстен - 157 MPa. Тя е резултат от действието на деформирания бутален болт върху пръстена. Високи напрежения се получават и по горния вътрешен ръб на отвора в ушите на буталото и зоната над него. Тук стойностите на напреженията са съответно 129 MPa и 59 MPa. Това е илюстрирано на фиг.8.



Фиг.8. Напрежения при механично натоварване

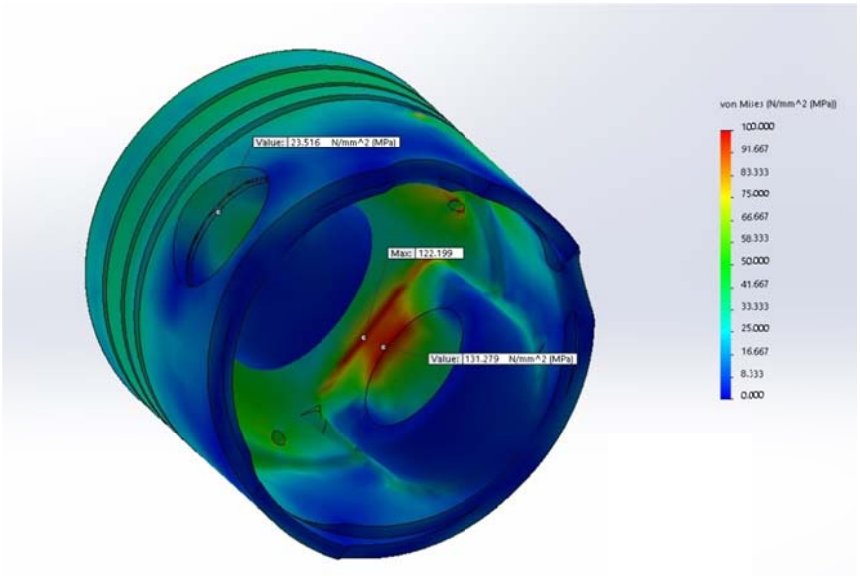
b. При комбинирано механично и топлинно натоварване.

Температурното поле на буталото получено в резултат на зададените топлинни гранични условия е показано на фиг.9.



Фиг.9. Температурно поле на буталото

Напреженията са показани на фиг.10. Прави впечатление, че добавянето на топлинното натоварване облекчава напреженията в канала на осигурителния пръстен и се оформя зона на големи напрежения по дъното на буталото (прехода между дъно и ребрата над ушите на буталото).



Фиг.10. Напрежения при комбинирано натоварване

3. Заключение:

Анализът показва, че избрания подход при определяне граничните условия на закрепване, механично и топлинно натоварване е верен.

Така построеният модел дава адекватни резултати за температурното поле и напрегнато-деформационното състояние на буталото.

Този модел може да се ползва за определяне на топлинните гранични условия на базата на експериментални резултати, като при това се екстраполират тези резултати за температурното поле на цялото бутало.

Литература :

1. Dyachenko, N. H., Dashkov, S. N. (1969) „Teploobmen v dvigatelqh i teplonaprqjennost ih detaley”, Leningrad: Mashinostroenie.
2. Karavasilev, O., Nedqlkov, V., (2008) „SolidWorks razshireni wyzmojnosti”, Sofia, TehnoLogica.
3. Serafimov, M. N., (2000), „Toplinnite granichni usloviq na butaloto na avtotraktoren dizelov dvigatel kato funkciq na rabotniq rejim”, Sofia, Motauto 2000.

За контакти: **Assoc. Prof. Sergei Belchev, PhD ,** Department of Automotive Engeneering, Technical University of Varna, Bulgaria, E-mail: sergtu@abv.bg
Ass. Eng. Delyan Petkov
Department of Automotive Engeneering, Technical University of Varna, Bulgaria
Tel.:+359878144059, E-mail: delyan.petkov@tu-varna.bg

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЕФЕКТИВНАТА ПЛОЩ НА ПНЕВМАТИЧНИ ЕЛАСТИЧНИ ЕЛЕМЕНТИ В ЛАБОРАТОРНИ УСЛОВИЯ

Николай Павлов[1], Евгени Соколов[2], Петър Иванов[3], Михаил Додов[4], Стоян Стоянов[5]

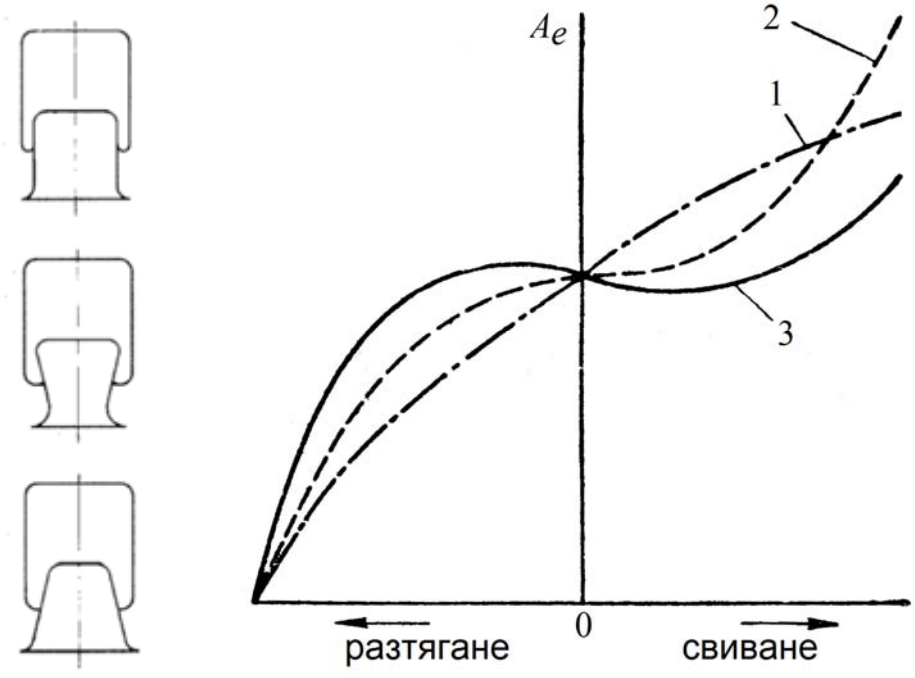
DETERMINATION OF AIR SPRINGS EFFECTIVE AREA UNDER LABORATORY CONDITIONS

Nikolay Pavlov[1], Evgeni Sokolov[2], Petar Ivanov[3], Mihail Dodov[4], Stoyan Stoyanov[5]

Abstract. In this paper the effective area characteristic of an air spring was determinate. For obtaining the characteristics is used original method. The obtained characteristics are shown and analyzed.
Keywords: air spring, effective area, diameter, force, displacement, pressure, test bench.

1. Въведение:

Еластичната характеристика на пневматичните еластични елементи зависи от изменението на ефективната площ, т.е. от изменението на конфигурацията на гуменокордната обвивка при деформацията на елемента. Изменението на конфигурацията зависи от гъвкавостта на обвивката, от работното налягане на въздуха в нея и най-вече от формата на буталото. Буталата могат да се изработват с различни форми (фиг. 1, а) в зависимост от желаната характеристика на еластичния елемент. Кривата на изменение на ефективната площ може да нараства (прогресивно или регресивно) при свиване на еластичния елемент (крива 1 на фиг. 1, б) или с подходяща форма на буталото да се постигнат S-образни характеристики (криви 2 и 3 на фиг. 1, б) с по-полегата средна част и рязко нарастваща ефективна площ в крайните участъци и съответно по-голяма коравина на елемента [1].



а) б)

Фиг. 1. Пневматични еластични елементи с различни форми на буталото (а) и различни характеристики на ефективната площ в зависимост от деформацията (б).

В литературните източници се дават сложни аналитични или графични начини за определяне на ефективната площ в процеса на проектиране на пневматичните еластични елементи [2, 3, 4]. В процеса на изпитване характеристиката на ефективната площ в зависимост от деформацията на еластичния елемент може да се получи от зависимостта:

$$F = A_e.p \quad (1)$$

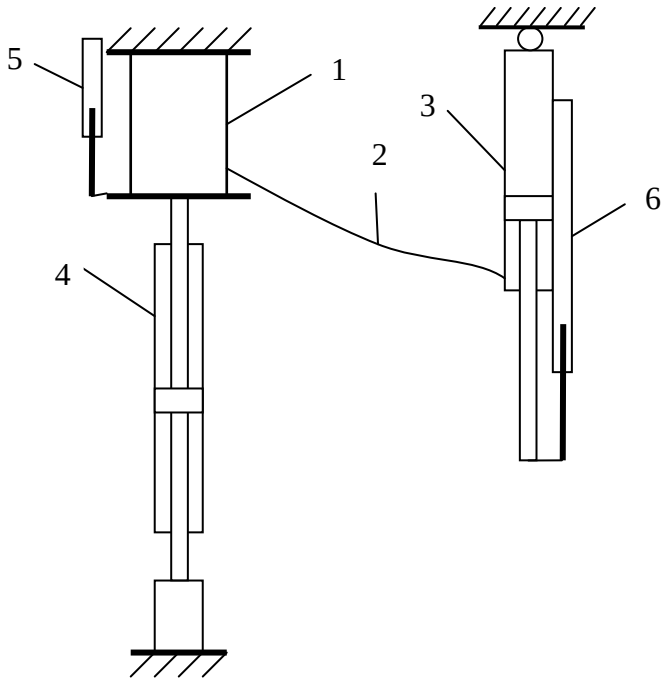
Където F е сила, A_e - ефективна площ, p - налягане на въздуха в еластичния елемент.

За да се получи характеристиката на ефективната площ, използвайки зависимост (1), е необходимо да се разполага с възприемателя за сила, налягане и преместване. По-лесен начин за получаване на тази характеристика, особено ако не се разполага с описаните възприемателя, е като се напълни еластичният елемент с течност (напр. вода) и при свиването му се измерва обемът на изтласканата течност при дискретни стойности на деформацията. Методът е предложен в работа [5] за определяне на ефективната площ на хидравлични опори (тампони) за ДВГ, като обемът на изтласканата течност непосредствено се измерва по височината на водния стълб в присъединената към тампона тръбичка. Няма данни за използването му за определяне на ефективната площ на пневматични еластични елементи.

Целта на настоящата работа е да се получи законът на изменение на ефективната площ в зависимост от деформацията на пневматичен еластичен елемент в лабораторни условия, като се отчита количеството течност изтласквано по време на деформацията на елемента.

2. Изложение:

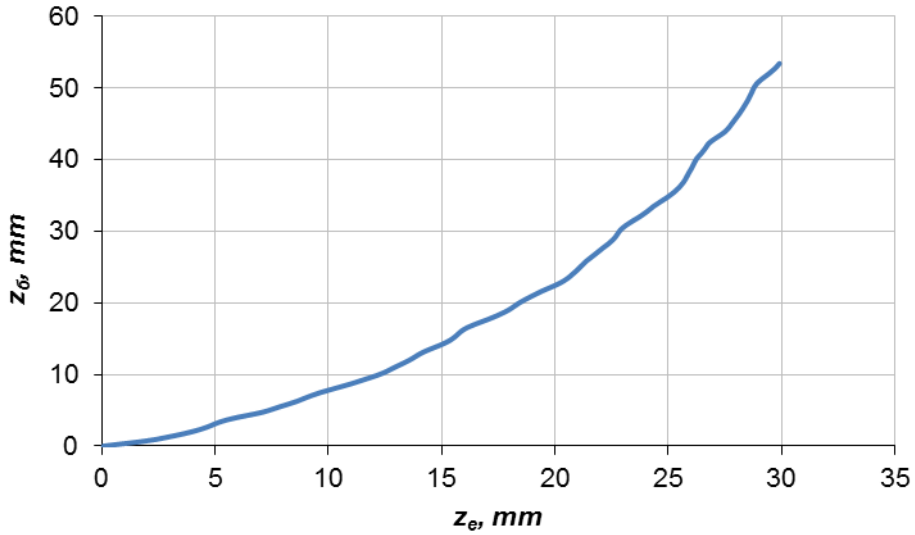
За обект на изследването е избран пневматичен еластичен елемент предназначен за окачване на кабина на товарен автомобил. В елемента има вграден амортисьор, което допълнително усложнява определянето на характеристиката по аналитичен или графичен начин. Схема на използваната опитна постановка е показана на фиг. 2. Еластичният елемент (1) се напълва с вода и се обезвъздушава. Свързва се посредством гъвкав тръбопровод (2) към пневматичен или хидравличен цилиндър (3). Гъвкавият тръбопровод е запълнен с вода изцяло, а пневматичния цилиндър частично, така че да може да се осигури достатъчен ход, който да поеме изтласканата вода от еластичния елемент при максималното му свиване.



Фиг. 2. Опитна постановка. 1 – пневматичен еластичен елемент; 2 – гъвкав тръбопровод; 3 – пневмоцилиндър; 4 – хидравличен стенд; 5 и 6 – индуктивни възприемателя за преместване.

За по-лесно закрепване (чрез окачване на кука) се използва двойнодействащ пневматичен цилиндър с едностранно разположен бутален прът, като работното

пространство от към страната на буталния прът се свързва към еластичния елемент, а другото е отворено и му действа атмосферното налягане. Еластичният елемент се монтира на хидравличен стенд или преса (4). Монтират се индуктивни възприемателиза преместване (5, 6), с които да се отчита деформацията на еластичния елемент и преместването на буталото на пневматичния цилиндър. При липса на възприемателиотчитането може да става дискретно, чрез измерване с шублер или друг измерителен уред. Получената графична зависимост между преместването на буталото на пневмоцилиндъра и деформацията на еластичния елемент е показана на фиг. 3.

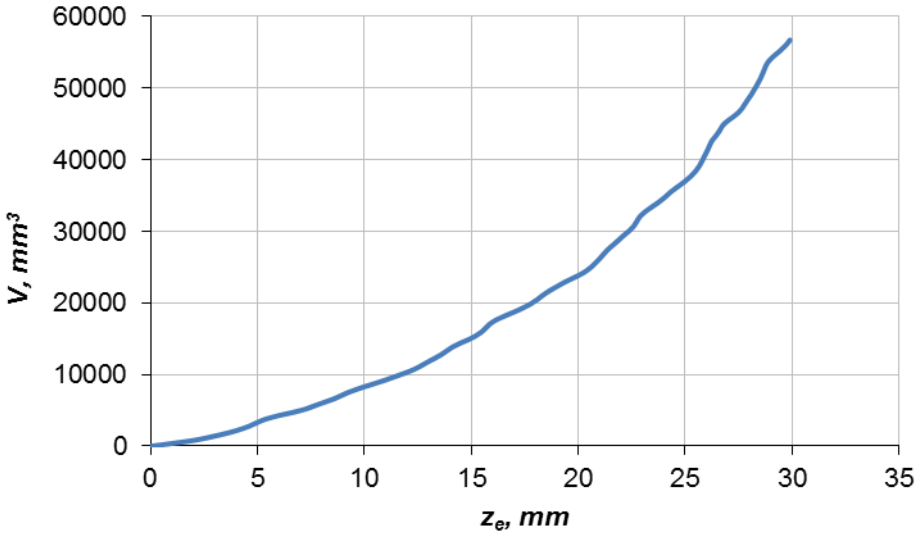


Фиг. 3. Зависимост между преместването на буталото на пневмоцилиндъра ($z_б$) и деформацията на еластичния елемент (z_e).

Връзката между преместването на буталото на пневмоцилиндъра и обема на изтласканата в него течност се дава с израза:

$$V = A_б.z_б = \pi(R^2 - r^2)z_б \qquad (2)$$

където V - обем на изтласканата течност, $A_б$ - площ на буталото на пневматичния цилиндър, R - радиус на буталото на пневматичния цилиндър, r - радиус на буталния прът, $z_б$ - преместване на буталото.



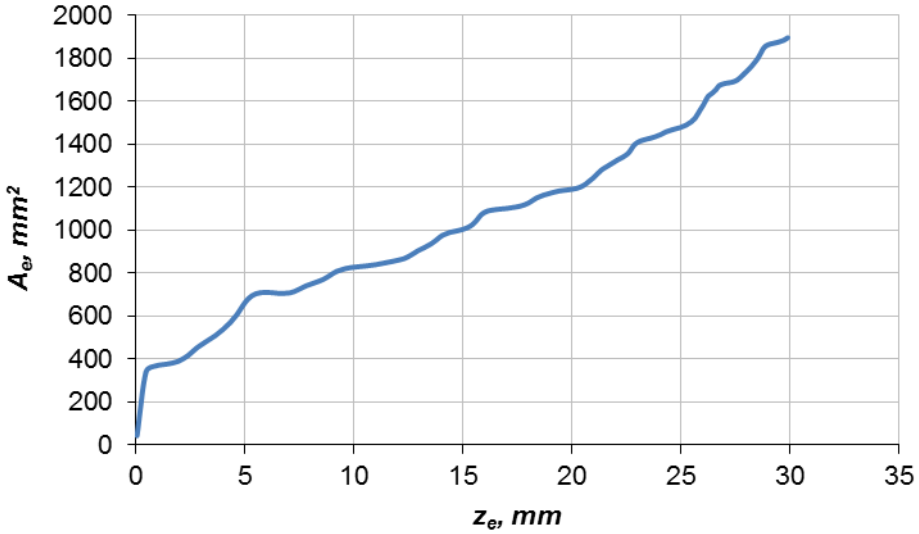
Фиг. 4. Зависимост на обема на изтласканата течност (V) от деформацията на еластичния елемент (z_e).

Графиката на зависимостта на обема на течността, изтласкана от изследвания пневматичен еластичен елемент от неговата деформация е показана на фиг. 4.

За определяне на ефективната площ на еластичния елемент се използва формулата:

$$A_e = \frac{V}{z_e} \tag{3}$$

където A_e - ефективна площ на пневматичния еластичен елемент, z_e - неговата деформация (преместването на буталото му). Зависимостта на ефективната площ от деформацията е дадена на фиг. 5.



Фиг. 5. Закон на изменение на ефективната площ (A_e) на пневматичния еластичен елемент от деформацията (z_e).

На получената графика се вижда, че при началната деформация ефективната площ има малки стойности. Това се дължи на факта, че движението на буталото нагоре е съпроводено с началното нагъване на гуменокордната обвивка около него (тя обхваща буталото) и по този начин сгъстяването в елемента е малко. С нарастването на деформацията външната част на обвивката се плъзга спрямо буталото, като промянта на ефективната площ вече зависи основно от неговата форма. В този случай се вижда, че ефективната площ нараства, което води до нарастване на еластичната сила на елемента (вж. уравнение 1).

3. Заключение:

Получен е законът на изменение на ефективната площ на пневматичен еластичен елемент за кабина на товарен автомобил. Предложената методика може да се използва за определяне на зависимостта на ефективната площ от деформацията на различни видове пневматични еластични елементи. При нея отпада необходимостта от използване на възприемателя за сила и налягане, а възприемателите за преместване не са задължителни, тъй като то може да се отчита дискретно посредством измерителни инструменти. В случай на необходимост от определяне на ефективната площ при различни налягания, трябва да се подбере подходящ хидро- или пневмоцилиндър на чийто бутален прът да се окачват тежести, създаващи необходимото налягане в системата. Предвиждат се бъдещи изследвания, в които да се сравнят резултатите, получени по предложената методика, с тези получени чрез други методи за определяне на ефективната площ на пневматичните еластични елементи.

Благодарности: Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са финансирани по договор № 171ПР0020-04 от Вътрешния конкурс на ТУ – София, 2017 г.

Литература:

1. Toshev, L., P. Cenkov (1979). *Suspension of buses, trucks and trailers*. Sofia, Technika, In Bulgarian.
2. Grajnert, J. (1996). *Theoretical and experimental basis of designing pneumatic suspensions*. Wroclaw, Wroclaw University of Science and Technology. In Polish.
3. Prasil, L. at al. (2005). *Shape Modelling of Air Bellows Springs.* Proceedings of ALGORITMY, 142-149.
4. Pevsner, J, A. Gorelik (1963). *Pneumatic and hydropneumatic suspension.* Moscow, Mashgiz, In Russian.
5. Gordeev, B. at al. (2004). *Vibration protection systems with the use of inertance and dissipation of rheological medium*. Moscow, Fizmatlit, In Russian.

За контакти: 1. Assist. prof. PhD Eng. Nikolay Pavlov, Technical University of Sofia, Department “Combustion Engines, Automobile Engineering and Transport”, 8 St.Kliment Ohridski Boulevard, Sofia, Bulgaria, phone: 02/965-25-42, e-mail: npavlov@tu-sofia.bg
2. Assist. prof. PhD Eng. Evgeni Sokolov, Technical University of Sofia, Department “Combustion Engines, Automobile Engineering and Transport”, 8 St.Kliment Ohridski Boulevard, Sofia, Bulgaria, phone: 02/965-25-62, e-mail: evg_sok@tu-sofia.bg

Докладът е рецензиран.

ЧИСЛЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДВИЖЕНИЕТО НА МОТОЦИКЛЕТ ПРИ СПИРАНЕ С ОТЧИТАНЕ НА ДЕФОРМАЦИЯТА В ОКАЧВАНЕТО

Николай Павлов

NUMERICAL STUDY OF THE MOTORCYCLE BRAKING TAKING INTO ACCOUNT THE SUSPENSION DEFORMATION

Nikolay Pavlov

Abstract. In this work a motorcycle model at braking is created. The model takes into account the deflections in the suspension and vibrations of the sprung mass. Numerical experiments with different parameters of the model as well as different values of braking forces and different growth times are performed.
Keywords: braking, motorcycle, acceleration, modeling, suspension.

1. Въведение:

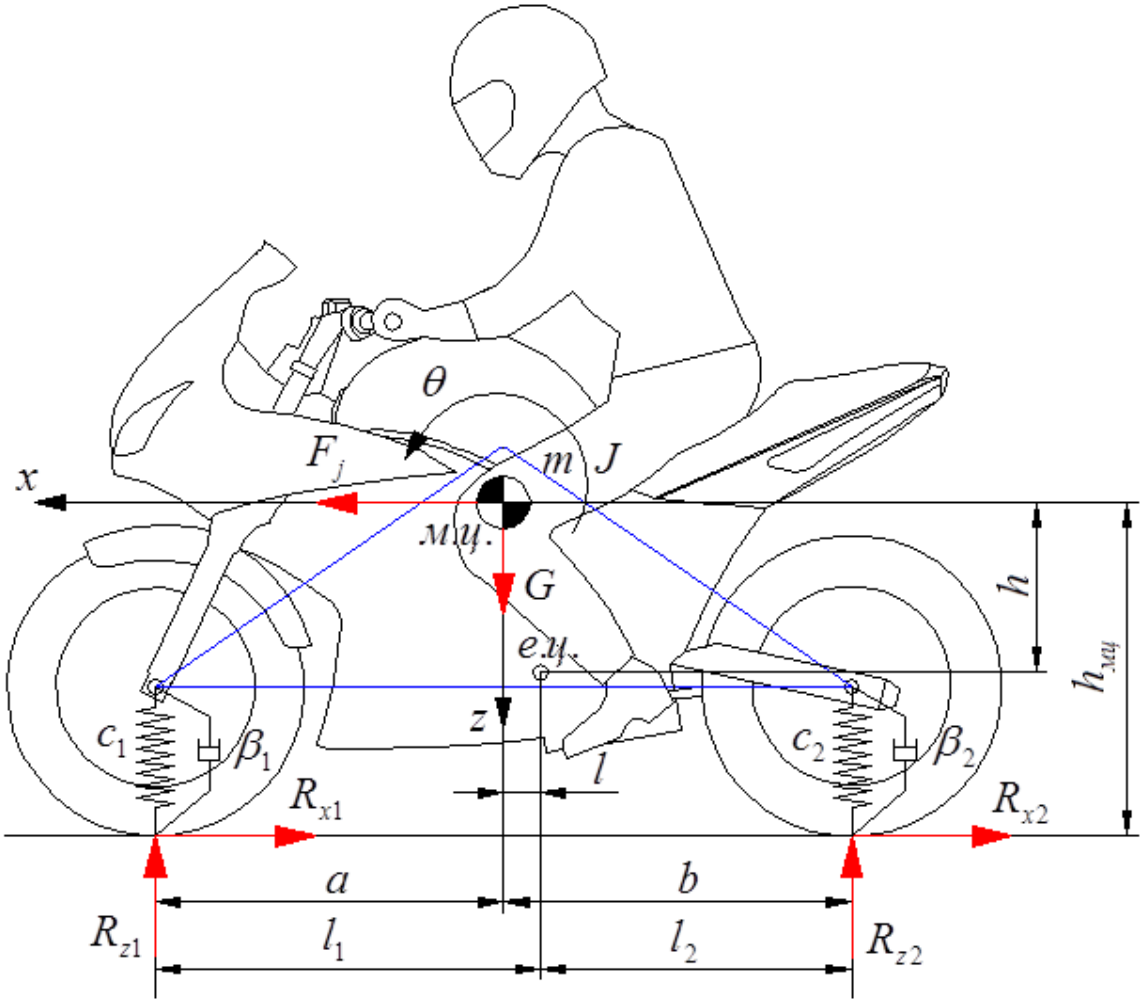
При спиране на пътните превозни средства върху подресорените маси действа мощно смущение във вид на въртящ момент, чиято големина от една страна е пропорционална на инерционната сила, а от друга на височината на масовия център на превозното средство [1, 2]. Действието на момента е съпроводено с надлъжно наклоняване на подресорените маси (тангаж, диферент), поради наличието на еластично окачване. Това води до преразпределение на нормалните реакции на предните и задните колела. Явлението е най-силно изразено при превозни средства с къса база и високо разположен масов център [1], каквито са мотоциклетите. При екстремно спиране върху пътно покритие с висок коефициент на сцепление може да се стигне до повдигане на задното колело на мотоциклета от пътната повърхност. Вследствие на това може да се получи загуба на устойчивост, намаляване на спирачната ефективност поради претоварване на гумата на предното колело и промяна на формата на контактното и петно, изчерпване на хода на предното окачване и др.

В курса на обучение на автомобилните инженери се разглежда процеса на спиране, като превозното средство се представя като твърдо тяло без да се отчита влиянието на деформациите в окачването му [3, 4]. Съществуват малък брой научни изследвания отчитащи наклоняването на подресорените маси и техните трептенията по време на спиране на автомобилите. В [1] и [2] е изтъкната необходимостта от отчитане на наклона на каросерията на автомобила в процеса на спиране, тъй като той влияе както върху устойчивостта на движение, така и на процеса на регулиране на антиблокиращата система. Даден е пример от пътни изпитвания при които е регистрирано периодично блокиране и разблокиране на колелата в процеса на спиране поради надлъжните ъглови трептенията на подресорените маси. В работа [5] е предложен модел на движение на автомобил в процес на спиране, с отчитане на завъртането му около напречната ос, при постоянен спирачен момент на спирачките. В [6] е представен модел при спиране на многоосен автомобил с еластично окачване.

Целта на настоящата работа е да се създаде модел на движението на мотоциклет при спиране, който да отчита деформациите в окачването и трептенията на подресорените маси. Да се реализират числени експерименти при различни параметри на модела, както и при различни стойности на спирачното закъснение и различни времена за нарастването му.

2. Изложение:

На фиг. 1 е показана схема на използвания модел на мотоциклет. В него се отчитат масата на мотоциклета, неговият инерционен момент около напречната ос, еластичностите на предното и задно окачване и съпротивлението на амортисьорите.



Фиг. 1. Схема на използвания модел.

Векторът на обобщените координати е:

$$q = \begin{bmatrix} x & z & \theta \end{bmatrix}^T \tag{1}$$

където x е надлъжното преместване на масовия център в посоката на движение на мотоциклета, z - вертикално преместване на масовия център (сочи надолу за да се отчете увеличаването на еластичните сили на пружините при деформация надолу), θ - ъглово преместване на подресорените маси на мотоциклета.

При съставяне на модела са приети следните допускания:

- характеристиките на еластичните и демпфиращите елементи са линейни;
- мотоциклетът се движи по равен хоризонтален път;
- пренебрегва се силата на въздушно съпротивление;
- пренебрегват се силите на съпротивление при търкаляне на колелата;
- пренебрегва се влиянието на инерционните моменти на въртящите се части.

Диференциалните уравнения описващи праволинейното движението на мотоциклета при спиране, неговите линейни трептения по вертикалната ос и ъгловите му трептения около напречната ос са:

$$m\ddot{x} = -R_x \tag{2}$$

$$m\ddot{z} = -F_{ок1} - F_{ок2} \tag{3}$$

$$J\ddot{\theta} = -aF_{ок1} + bF_{ок2} + M \tag{4}$$

където $R_x = R_{x1} + R_{x2}$, а R_{x1} и R_{x2} са надлъжните реакции в контакта между колелата и пътя при спиране на мотоциклета.

$$F_{ок1} = F_{пр1} + F_{ам1} = c_1\left(z + a\theta\right) + \beta_1\left(\dot{z} + a\dot{\theta}\right) \quad (5)$$

$$F_{ок2} = F_{пр2} + F_{ам2} = c_2\left(z - b\theta\right) + \beta_2\left(\dot{z} - b\dot{\theta}\right) \quad (6)$$

са силите в предното и задното окачване, които се пораждат при извеждане на системата от нейното статично равновесие, като:

$$F_{пр1} = c_1\left(z + a\theta\right) \quad (7)$$

$$F_{пр2} = c_2\left(z - b\theta\right) \quad (8)$$

са еластичните сили на пружините от предното и задното окачване, а:

$$F_{ам1} = \beta_1\left(\dot{z} + a\dot{\theta}\right) \quad (9)$$

$$F_{ам2} = \beta_2\left(\dot{z} - b\dot{\theta}\right) \quad (10)$$

са силите на съпротивление създавани от амортисьорите съответно от предното и задното окачване на мотоциклета.

Чрез тях могат да се намерят динамичните вертикални реакции на пътя:

$$R_{z1} = G_{k1} + F_{ок1} \quad (11)$$

$$R_{z2} = G_{k2} + F_{ок2} \quad (12)$$

където G_{k1} и G_{k2} са статичните натоварвания на предното и задното колело.

$M = F_j.h = m.j.h$ - смущаващ момент при спиране, m - маса на мотоциклета заедно с водача; $F_j = R_x = R_{x1} + R_{x2}$ - инерционна сила, j - спирачно закъснение, h - разстояние от центъра на диферента до масовия център на мотоциклета във вертикално направление (фиг. 1).

Вертикалната координата h на центъра на диферента, който се явява еластичен център на окачването, зависи основно от типа и кинематиката на окачването, а също и от височината на масовия център $h_{мц}$, а хоризонталната координата l зависи от еластичностите на предното и задното окачване и надлъжното разположение на масовия център на мотоциклета. Ако еластичностите на предното и задното окачване са еднакви, и разстоянията от масовия център до предната и задната ос също са еднакви, то $l = 0$, т.е. намира се точно под масовия център на мотоциклета. В останалите случаи за да се намери разстоянието l се използва, че при прилагане на смущение във вид на момент не се променя сумата от вертикалните сили на колелата и трябва да бъде изпълнено равенството [6]:

$$c_1 l_1 = c_2 l_2 \quad (13)$$

$$c_1(a + l) = c_2(b - l) \quad (14)$$

$$l = \frac{c_2 b - c_1 a}{c_1 + c_2} \tag{15}$$

Ако се получи, че $l > 0$, то посоката му съвпада с първоначално приетата (вж. фиг. 1), ако $l < 0$, то посоката му е обратна на първоначално приетата.

За определяне на инерционния момент J се използват следните зависимости [7]:

$$J = J_M + J_B = m_M .0{,}5^2 + m_B .0{,}25^2 \tag{16}$$

където J_M и J_B са съответно инерционния момент на мотоциклета и водача около напречната ос, m_M и m_B - масата на мотоциклета и на водача.

$$m = m_M + m_B \tag{17}$$

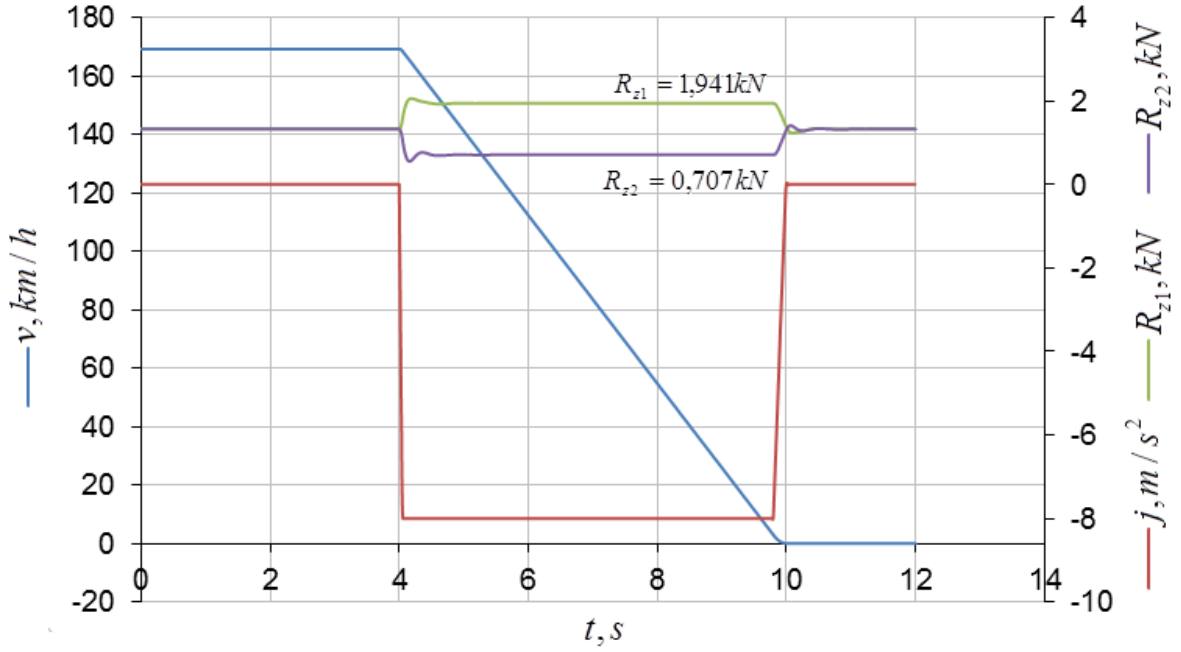
Стойностите на останалите параметри са подбрани съгласно предложените в източник [7]. Използваните параметри на модела, техните числени стойности и означения могат да се видят в таблица 1.

Таблица 1. Параметри на модела

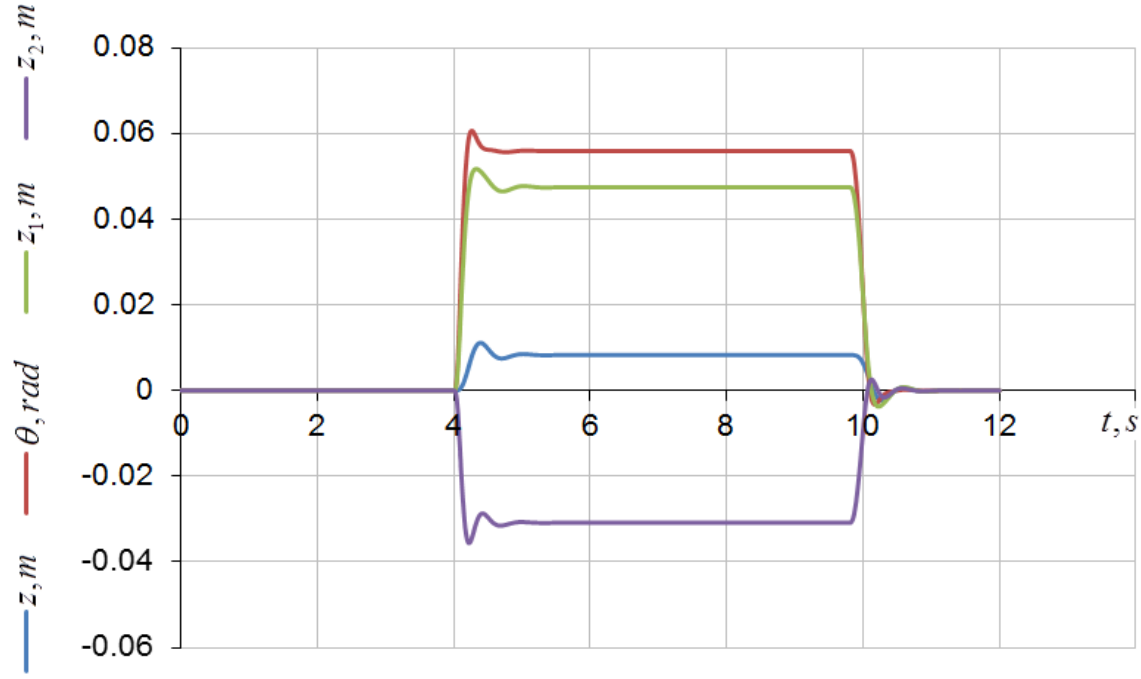
Параметър	Означение	Стойност	Димензия
Маса на мотоциклета	m_M	200	kg
Маса на водача	m_B	70	kg
Маса на мотоциклета заедно с водача	m	270	kg
Инерционен момент	J	54,4	kgm^2
Еластичност на предното окачване	c_1	варира	N/m
Еластичност на задното окачване	c_2	варира	N/m
Съпротивление на предното окачване	β_1	варира	Ns/m
Съпротивление на задното окачване	β_2	варира	Ns/m
Разстояние от м.ц. до еластичния център	h	0,4	m
Разстояние от м.ц. до предната ос	a	0,7	m
Разстояние от м.ц. до задната ос	b	0,7	m
Статично натоварване на предн. колело	G_{k1}	1,325	kN
Статично натоварване на задн. колело	G_{k2}	1,325	kN

Числените изследвания са проведени в MATLAB. Общата спирачна сила се изменя по трапецовиден закон, аналогично на теоретичния закон на изменение на спирачното закъснение в спирачната диаграма [3, 4], както и в реални спирачни диаграми [8, 9], като времето за нарастване варира, а времето за намаляване на спирачното ускорение е прието 0,2 s след анализ на реални спирачни диаграми на спиране на лек автомобил до скорост 0 km/h показани в [8, 9]. На фиг. 2 е показано изменението на спирачното закъснение при прилагане на спирачна сила 2160 N, съответстваща на максималната сила при висок коефициент на сцепление (m≈0,8). Времето за нарастване на спирачната сила е 0,05 s. Времето за спиране от начална скорост 169,2 km/h е 6 s, а изчисленият спирачен път е 142,8 m. Показано е изменението на динамичните вертикални реакции, които преди и след спирането са равни, тъй като теглото на мотоциклета с водач е разпределено по равно между предното и задното колело. Коефициентът на еластичност

на предното окачване е $c_1 = 13000\,N/m$, а на задното $c_2 = 20000\,N/m$. Коефициентите на съпротивление на амортисьорите на предното и задното окачване са съответно $\beta_1 = 1000\,Ns/m$ и $\beta_2 = 1200\,Ns/m$.



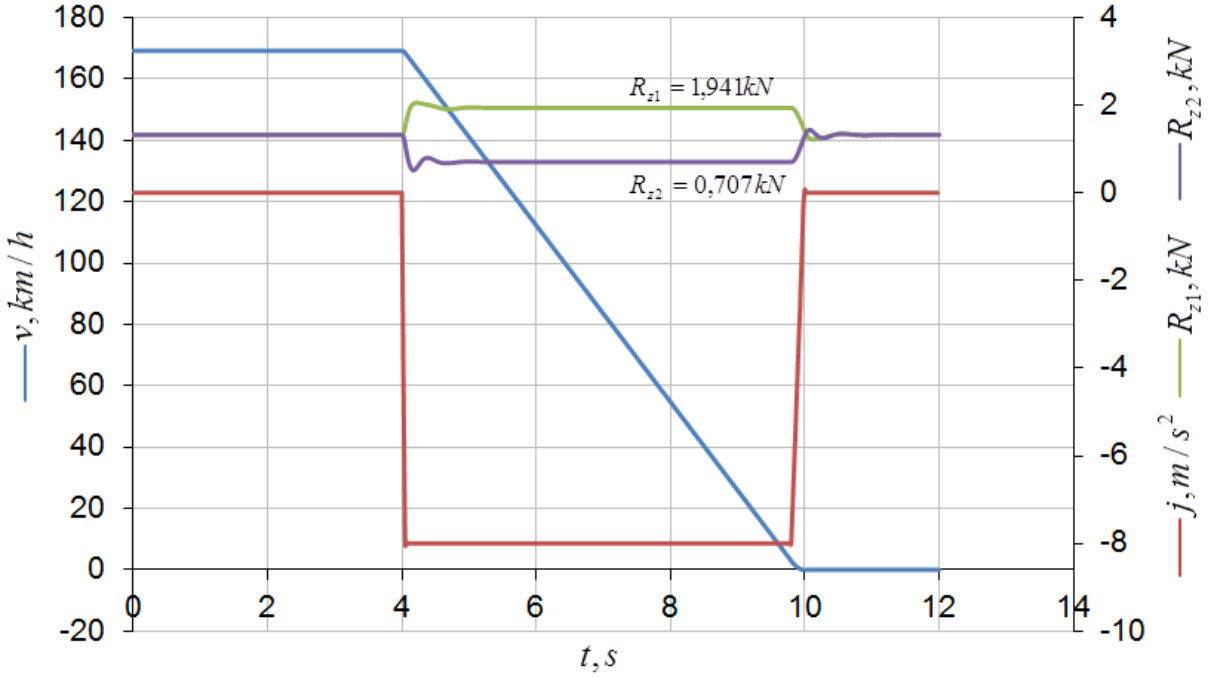
Фиг. 2. Спирачна диаграма и изменение на динамичните нормални реакции R_{z1} и R_{z2}, при спиране от начална скорост 169,2 km/h, максималното спирачно закъснение $j = 8m/s^2$. $c_1 = 13000\,N/m$, $c_2 = 20000\,N/m$, $\beta_1 = 1000\,Ns/m$, $\beta_2 = 1200\,Ns/m$.



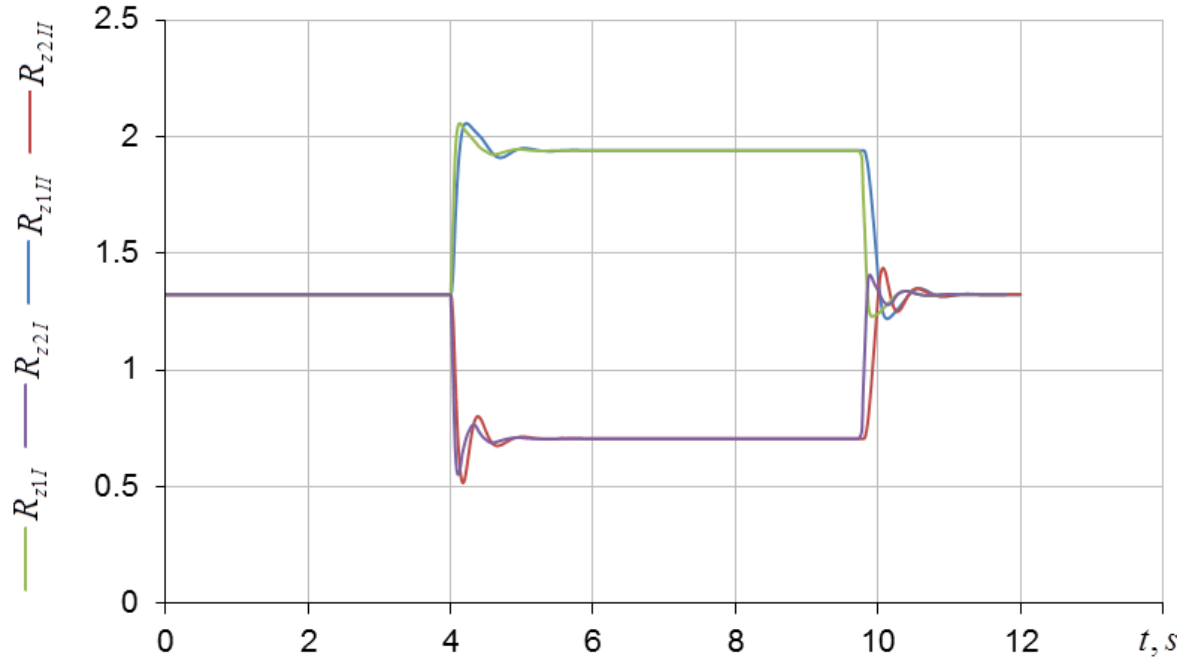
Фиг. 3. Изменение на вертикалната координата z, ъгъла на диферента θ, и на координатите на предното z_1 и задното z_2 окачване на мотоциклета при спиране с параметрите показани на фиг. 2.

На фиг. 4 е показана спирачна диаграма и изменение на динамичните нормални реакции при спиране от същата начална скорост и със същия закон на изменение на спирачната сила и спирачното закъснение, като при показаното на фиг. 2., но коефициентите на еластичност на окачването са $c_1 = 10000\,N/m$ на предното и

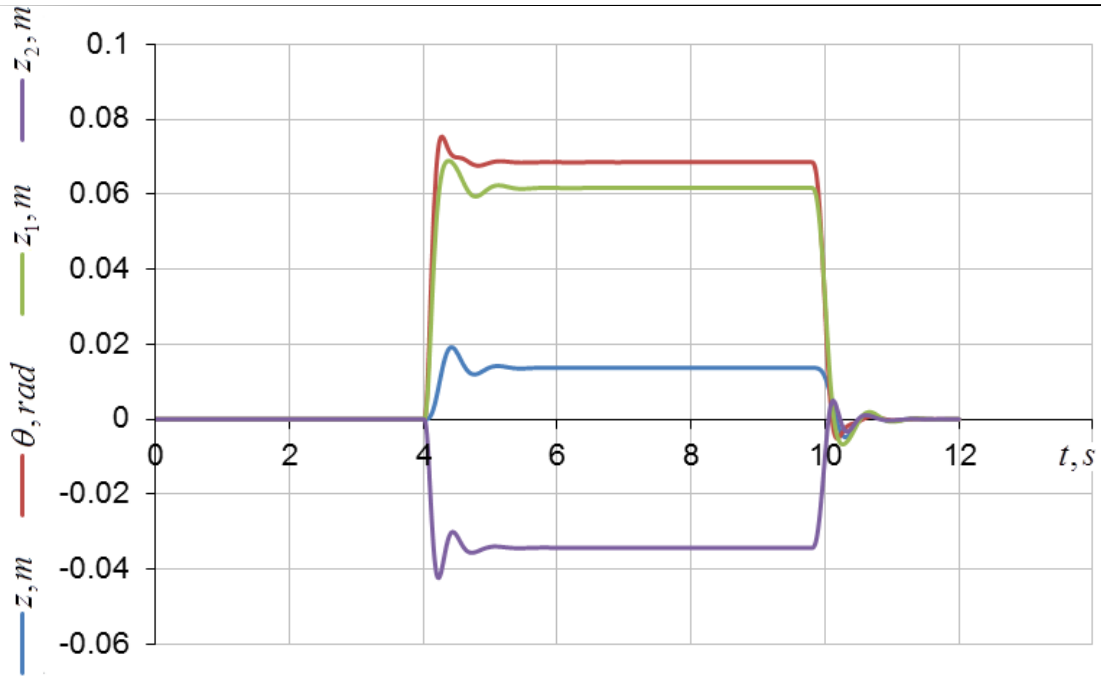
$c_2 = 18000\,N/m$ на задното. Коефициентите на съпротивление на амортисьорите на предното и задното окачване са съответно $\beta_1 = 800\,Ns/m$ и $\beta_2 = 1000\,Ns/m$. На фиг. 5 са показани динамичните нормални реакции от двата експеримента, а на фиг. 6. са показани линейните премествания на различните точки на мотоциклета и ъгъла на диферента при спиране.



Фиг. 4. Спирачна диаграма и изменение на динамичните нормални реакции R_{z1} и R_{z2}, при спиране от начална скорост 169,2 km/h, максималното спирачно закъснение $j = 8m/s^2$. $c_1 = 10000\,N/m$, $c_2 = 18000\,N/m$, $\beta_1 = 800\,Ns/m$, $\beta_2 = 1000\,Ns/m$.

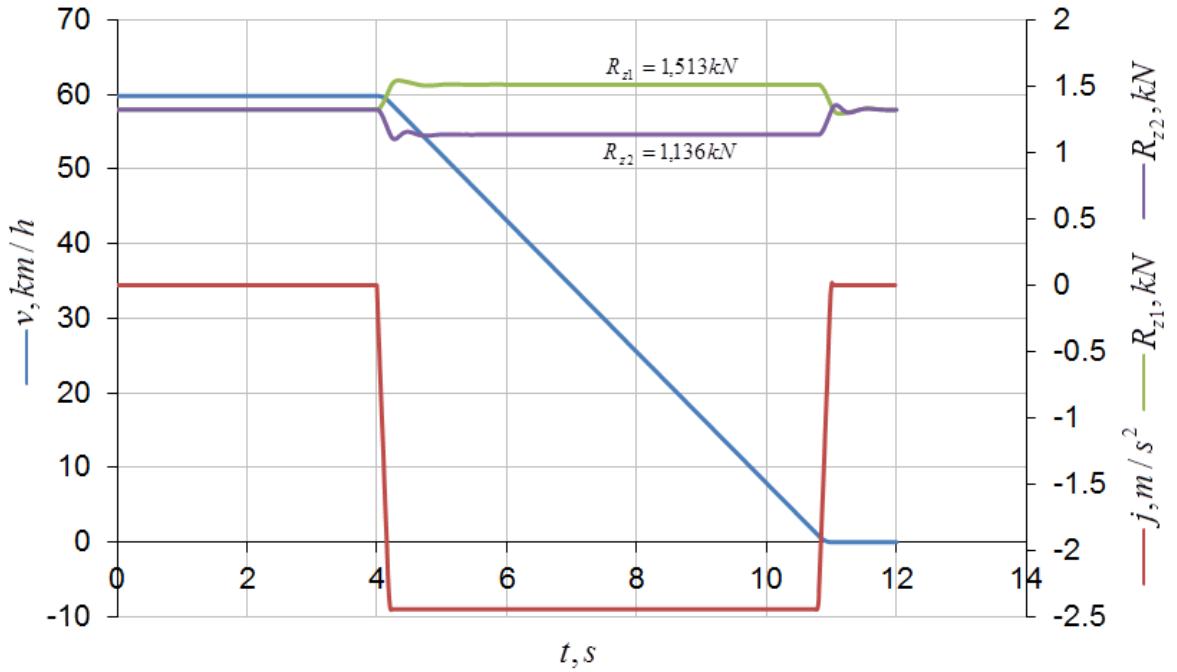


Фиг. 5. Сравнение на изменението на динамичните нормални реакции в процеса на спиране във функция от времето. R_{z1I} и R_{z2I} са получени с еластичните и демпфиращи параметри от първия числен експеримент (фиг. 2), а R_{z1II} и R_{z2II} са получени с еластичните и демпфиращи параметри от втория числен експеримент (фиг. 4),



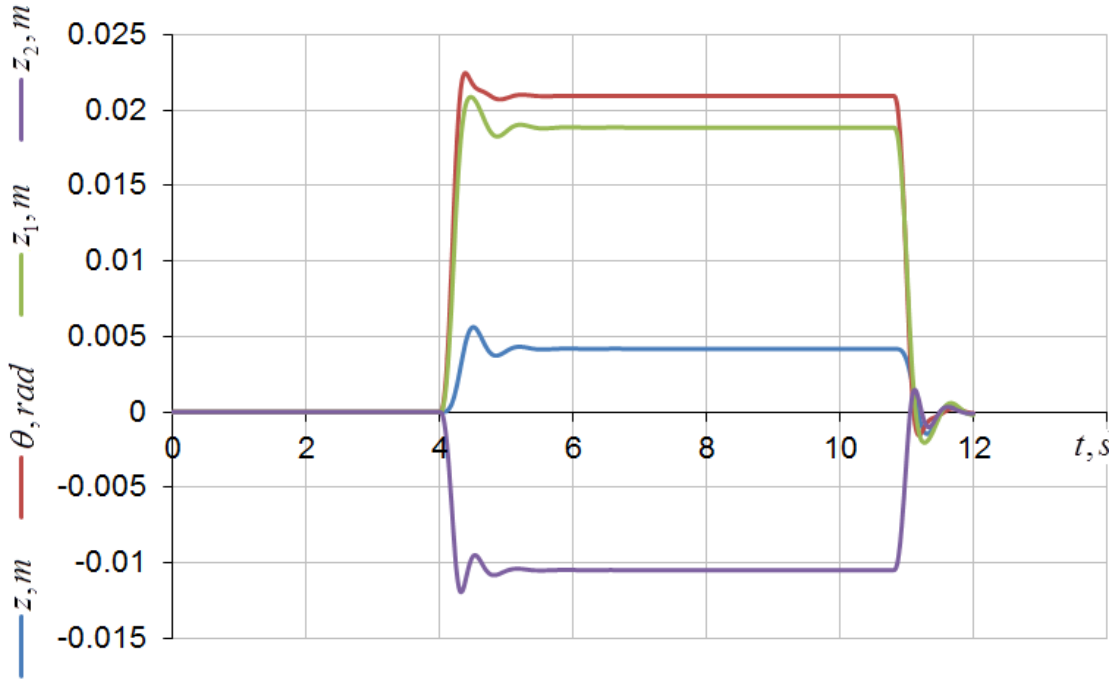
Фиг. 6. Изменение на вертикалната координата z , ъгъла на диферента θ , и на координатите на предното z_1 и задното z_2 окачване на мотоциклета при спиране с параметрите показани на фиг. 4.

Екстремно спиране с пълна интензивност се налага относително рядко. Приблизително в 95 % от случайте се извършва служебно спиране с максимална стойност на спирачното закъснение при движение по сух път не повече от 1,5÷2,5 m/s^2 [3]. Това е обослувено и от неприятните физиологични усещания, които предизвикват по-големите стойности на ускоренията [4]. Поради това на фиг. 7 е показана спирачна диаграма и изменение на динамичните нормални реакции при спиране от начална скорост 60 km/h със спирачно закъснение $j = 2{,}45 m/s^2$.



Фиг. 7. Спирачна диаграма и изменение на динамичните нормални реакции R_{z1} *и* R_{z2} , при спиране от начална скорост 60 km/h с максимално спирачно закъснение $j = 2{,}45 m/s^2$. $c_1 = 10000\, N/m$, $c_2 = 18000\, N/m$, $\beta_1 = 800\, Ns/m$, $\beta_2 = 1000\, Ns/m$

Спирачната сила е $R_x = 660N$, като времето за нарастването и е 0,2 s. Времето за спиране е 7 s, а спирачният път е 58,2 m. Коефициентите на еластичност са като тези на фиг. 4 - $c_1 = 10000\,N/m$ на предното и $c_2 = 18000\,N/m$ на задното окачване. Коефициентите на съпротивление на амортисьорите отново са като при опита показан на фиг. 4÷6 - $\beta_1 = 800\,Ns/m$ и $\beta_2 = 1000\,Ns/m$. На фиг. 8. са показани линейните премествания и ъгъла на диферента при спиране.



Фиг. 8. Изменение на вертикалната координата z, ъгъла на диферента θ, и на координатите на предното z_1 и задното z_2 окачване на мотоциклета при спиране с параметрите показани на фиг. 6.

3. Заключение:

Представеният модел позволява изследване на процеса на спиране на мотоциклет с отчитане на деформациите в предното и задното окачване. Чрез провеждане на числени експерименти е показано влиянието на параметрите на спирането (спирачна сила и времето за нарастването и), както и на еластичните и демпфиращите параметри на окачването върху изменението на динамичните нормални реакции, линейните и ъгловите трептения на мотоциклета. Модела може да се използва за оптимизиране на параметрите на окачването, с цел намаляване на надлъжния наклон (диферента) и намаляване на склонността към пробив (изчерпване на хода) в предното окачване при екстремно спиране.

Литература:

1. Revin, A. (2013). *The necessity of accounting for the dynamics of the vehicles pitch angle under braking with the assessment of the stability of motion*. Volgograd, Izvestiya VolgGTU, 28-30, In Russian.
2. Revin, A. (2013). *Body dynamics and vehicle stability in braking condition*. Avtomobilnaya promyshlennost Vol. 11. p. 13, In Russian.
3. Dimitrov, St., L. Kunchev (2016). *Motor vehicle theory.* Sofia, TU – Sofia, In Bulgarian.
4. Petkov, P. (2016). *Automotive engineering I.* Sofia. VTU - Todor Kableshkov, In Bulgarian
5. Karapetkov, St., at al. (2006). *Modeling the movement of a car when braking taking into account the oscillations around mass center.* Sliven, Announcements of Union of Scientists, Vol. 11, 2, 70-71, In Bulgarian.
6. Antonov, D. (1984). Calculation of the stability of motion of multiaxial vehicles. Moscow, Mashgiz, In Russian.
7. Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics.*Lulu.

8. Kadikyanov G., at al. (2014). *A study of pressures in pneumatic tyre influence on vehicles braking deceleration*. International Vurtual Journal Machines, Technologies, Materials, Iss. 7, 29-32.
9. Kadikyanov G., at al. (2013). *Comparison of two different methods for studies the brake properties of vehicles*. Proceedings of University of Ruse 2013, Vol. 52, book 4, 107-112, In Bulgarian.

За контакти: Assist. prof. PhD Eng. Nikolay Pavlov, Technical University of Sofia, Department “Combustion Engines, Automobile Engineering and Transport”, 8 St.Kliment Ohridski Boulevard, Sofia, Bulgaria, phone: 02/965-25-42, e-mail: npavlov@tu-sofia.bg

Докладът е рецензиран.

ИЗСЛЕДВАНЕ ИНДИКАТОРНИ И ЕФЕКТИВНИ ПОКАЗАТЕЛИ НА ДВИГАТЕЛ РАБОТЕЩ С ОБОГАТЕН БИОГАЗ

Радостин Димитров[1], Красимир Богданов[2], Стефан Стефанов[3], Росен Христов[4]

INVESTIGATION INDICATED AND EFFECTIVE PARAMETERS OF ICE WORKING WITH UPGRADED BIOGAS

Radostin Dimitrov[1], Krasimir Bogdanov[2], Stefan Stefanov[3], Rosen Hristov[4]

Abstract. The use of alternative fuels is required due to the ever increasing standards for the content of harmful components in exhaust gases and for the environment reasons. In this paper is made investigation what is influence under engine parameters if is use upgraded biogas as a fuel for internal combustion engine with external mixture formation. In paper are shown indicated and effective characteristics obtained by calculation them from experimental data from cylinder pressure.
Keywords: Inetrnal Combustion Engine, upgraded biogas, fuel consumption, effective power.

1. Въведение:

Биогазът по своята същност представлява газ смес на метан и CO_2. Към момента в България биогазът все още не се използва като гориво за ДВГ и за нас това е една нова перспектива, докато в някои страни от Европа (Германия, Швеция, Норвегия и др.), Япония, Китай, САЩ и др. биогаз за задвижване на ДВГ се използва от дълго време. Перспективата е в следващите години да се изградят инсталации ра производство, преработка и обогатяване на биогаз, като все повече този сектор да бъде застъпен и при автомобилите. Използваната газова система включва всички елементи използвани и при системите за сгъстен природен газ (СПГ).

2. Изложение:

Обекта на изследване е бензинов двигател ROVER, с технически параметри показани на таблица 1.

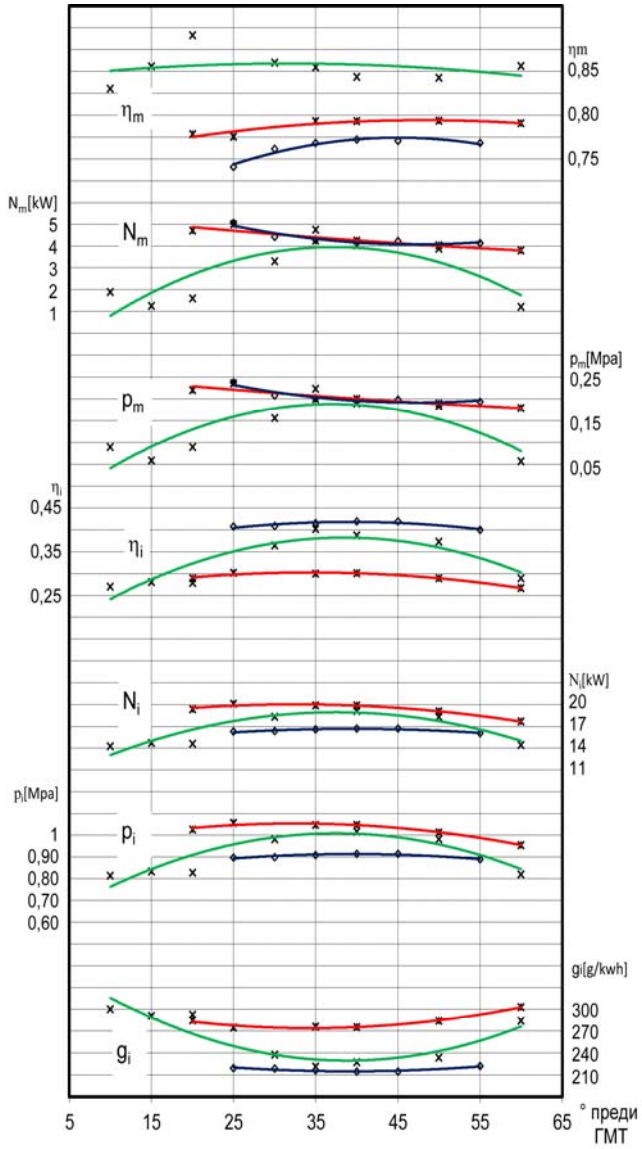
Таблица 1 Технически параметри на двигател

№	ПАРАМЕТЪР	СТОЙНОСТ
1	Работен обем на двигателя [dm^3]	1,275
2	Диаметър на цилиндъра [mm]	70,61
3	Ход на буталото [mm]	81,28
4	Степен на сгъстяване	9,75
5	Номинална мощност при честота на въртене на коляновия вал [kW/ min^{-1}]	46/5500
6	Номинален въртящ момент при честота на въртене на коляновия вал [Nm/ min^{-1}]	95/3000

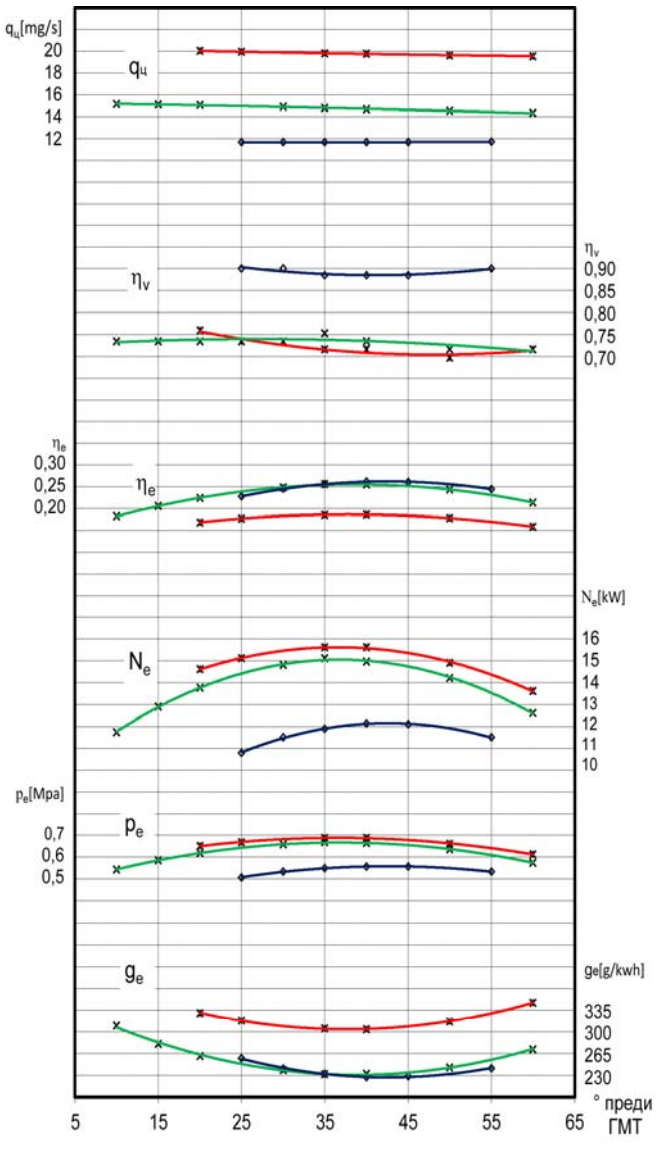
Експерименталните изследвания имат за цел оптимизиране и изследване на индикаторните и ефективни показатели при работа на двигателя с обогатен биогаз до 95%, при различен ъгъл на подаване на електрическата искра и различни въздушни отношения.

На фигури 1 и 2 са показани индикаторните, механичните и ефективни показатели при честота на въртене на коляновия вал **n**=2000 min^{-1} и **α**=0,82; 1,05 и 1,62. Минимални и максимални стойности на отделните параметри (**g_i; p_i; η_i; N_i; η_m; N_m; g_e; p_e; η_e; N_e; η_v;**) се получават при **Θ** около 35 ° преди ГМТ, което е и оптималният ъгъл на предварение за този режим. Според заводски данни при работа с бензин **Θ** е около 25 ° преди ГМТ, което означава, че за работа с обогатен биогаз ъгълът на подаване на електрическата искра (ПЕИ) на двигателя трябва да бъде увеличен с около 10° за получаване на максимална ефективност. Най-нисък ефективен специфичен разход на

гориво се получава при **α**=1,62 – **g_e**=230 g/kW.h. Максималната мощност при този режим е при **α**=0,82 и е **Ne**=15,6 kW. Ефективният КПД има максимални стойности при **α**=1,62 и **α**=1,05 съответно **η_e**=0,312 и **η_e**=0,311. Най-голямо изменение на коефициента на пълнене се получава при **α**=0,82 - **η_v**=0,7 до 0,76. Коефициента на пълнене зависи както от отделяната топлина от двигателя така и от количеството на прясното работно вещество и разхода на въздух на двигателя. Този резултат е съвкупност от големи хидравлични съпротивления, най-голям обем на прясно работно вещество и най-малка полезна индикаторна работа отчетена от **η_i**. Количеството гориво за един цикъл е **$q_ц$**=20 mg/s при **α**=0,82, **$q_ц$**=15 mg/s при **α**=1,05 и **$q_ц$**=11,68 mg/s при **α**=1,62.



Фиг. 1 Индикаторни и механични показатели при n=2000 1/min и ж - α=0,82; х - α=1,05; ◊ - α=1,62

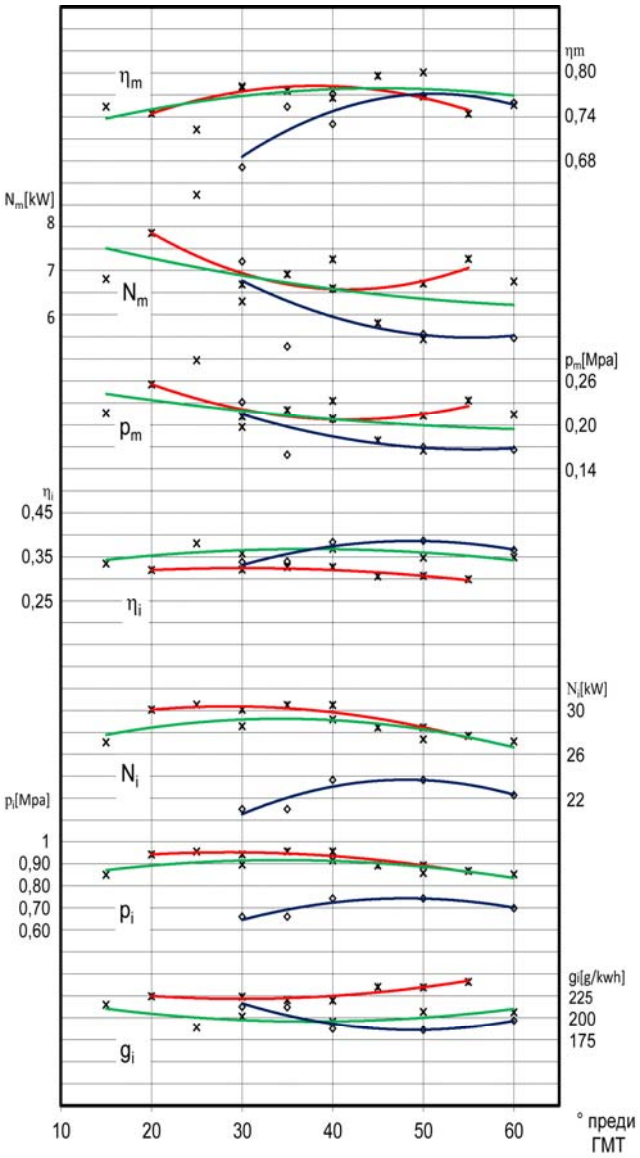


Фиг. 2 Ефективни показатели при n=2000 1/min и ж - α=0,82; х - α=1,05; ◊ - α=1,62

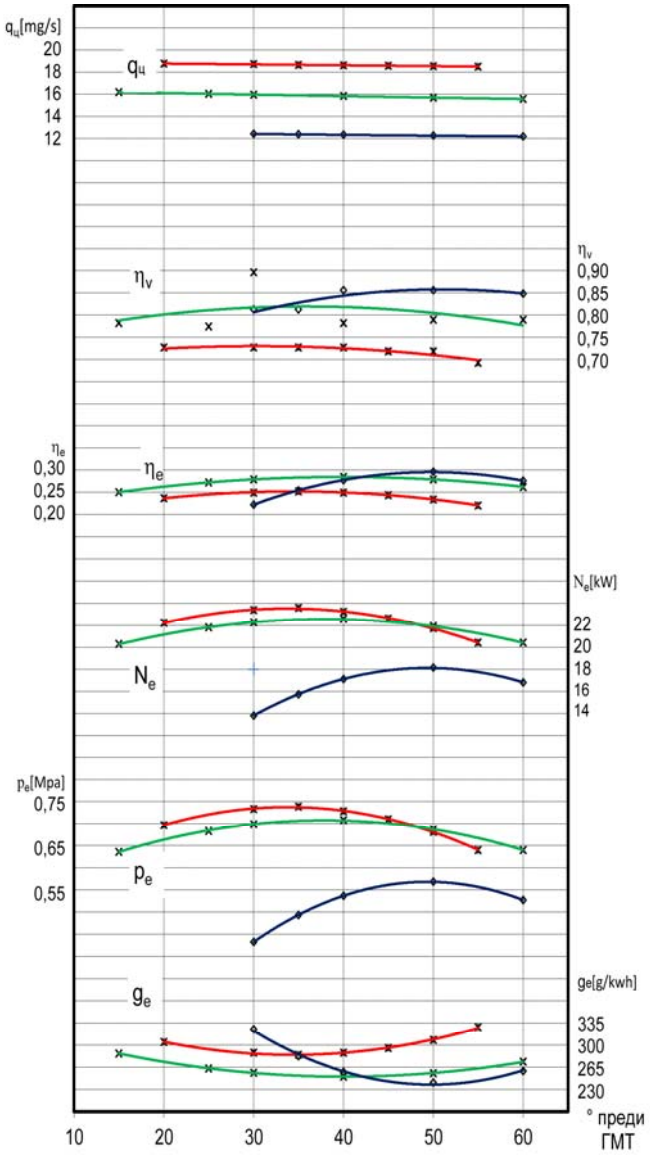
Чрез индикаторният специфичен разход на гориво **g_i** се дава оценка на икономичността на работния цикъл на двигателя. Най-ниски стойности за **g_i** =170 g/kWh се получават при **α**=1,62. Вижда се, че при **α**=1,05 разликата на **g_i** е минимална - около 180 g/kWh, тъй като при това въздушно отношение е максималната мощност на двигателя, горивния процес е най-ефективен със максимална скорост на горене на сместта. Средното индикаторно налягане при **$\Theta_{опт}$** се движи около 1 MPa, като по-ниските стойности са при по-бедните смеси защото при тях има по-големи топлинни загуби за нагряването на по-голямо циклово количество въздух. Средното налягане на механичните загуби има почти еднаква стойност при **$\Theta_{опт}$** – **p_m**=0,2 MPa, което има

съществена промяна на стойностите си само при **α**=1,05, тъй като при промяната на ъгъла на ПЕИ тук осезаемо се променя и топлинното състояние на цилиндъра. Средното ефективно налягане $\mathbf{p_e}$ има почти еднакви стойности при **α**=0,82 и 1,05 съответно $\mathbf{p_e}$=0,73 и 0,71 MPa, поради това, че максималната скорост и пълнота на горене на газовъздушната смес се получават при **α** малко над 1.

Най-висока индикаторна мощност се получава при **Θ**=35÷40 ° преди ГМТ и **α**=0,82 и 1,05 съответно $\mathbf{N_i}$=19,95 и 19,85 kW. При тези стойности на регулировъчните параметри, индикаторната диаграма има най-голяма положителна площ. При намаляване на ъгъла на ПЕИ индикаторната работа намалява, тъй като максималното налягане на цикъла се получава в или преди ГМТ, $\mathbf{p_{max}}$ се увеличава но се и увеличава отрицателната работа на цикъла. При увеличаване на **Θ** над оптималната си стойност, $\mathbf{N_i}$ намалява защото голяма част от горивния процес протича при увеличен обем, стойността на p_{max} намалява и отново се намалява положителната работа на индикаторната диаграма.



Фиг. 3 Индикаторни и механични показатели при n=3000 1/min и
ж - α=0,87; x - α=1,02; ◊ - α=1,72



Фиг. 4 Ефективни показатели при n=3000 1/min и
ж - α=0,87; x - α=1,02; ◊ - α=1,72

Индикаторният КПД има най-висока стойност при **α**=1,62 - $\mathbf{\eta_i}$=0,42, което показва, че при това въздушно отношение работният цикъл е най-съвършен. От друга страна при **α**=0,82 и **α**=1,62, мощността за преодоляване на механичните загуби $\mathbf{N_m}$ е най-голяма, което се потвърждава и от стойностите на КПД на механичните загуби, което е в резултат

на малко по-ниските стойности на температурата на отработилите газове и съответно на двигателя.

На фигури 3 и 4 са показани индикаторните, механичните и ефективни показатели при честота на въртене на коляновия вал **n**=3000 min^{-1} и **α**=0,87; 1,02 и 1,72. При тази честота двигателят има максимален въртящ момент, който при работа с обогатен биогаз е **Me**=75 Nm при **α**=0,87.

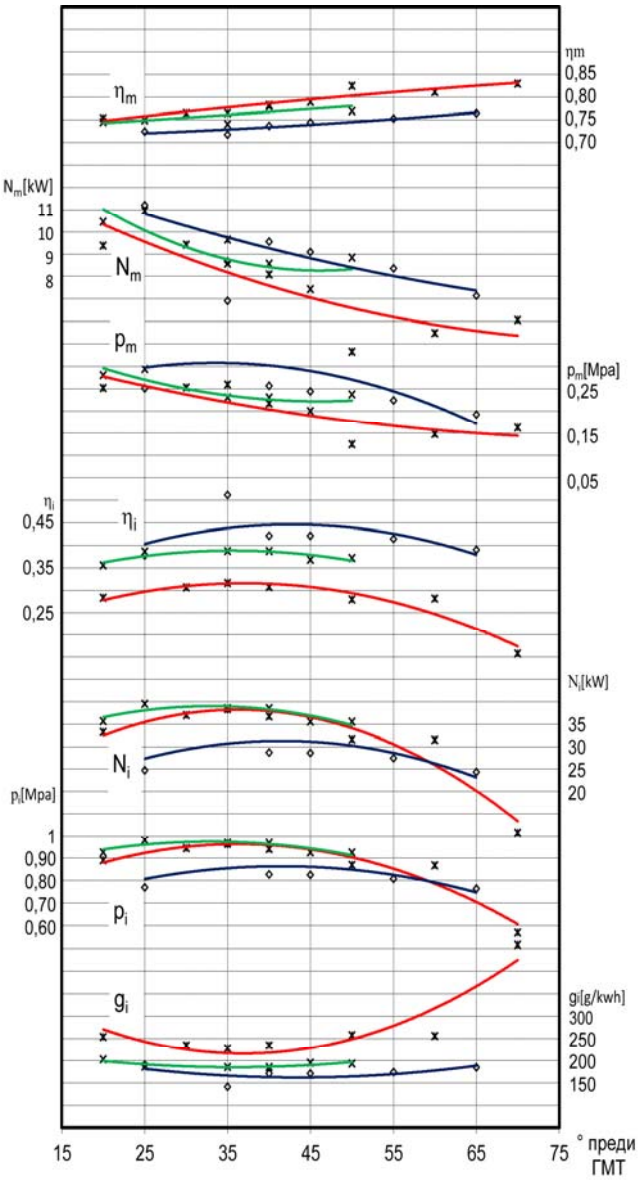
При сравняване на този параметър при работа на двигателя с бензин (данните за бензин са получени от заводските характеристики) се получава намаляване на максималният въртящ момент на двигателя с около 21%. Разликата е в резултат на много различната калоричност или долна топлина на изгаряне $\mathbf{H_u}$ на различните горива. За бензиновите горива $\mathbf{H_u}$=44 MJ/ kg а за биогазта $\mathbf{H_u}$=45,6 MJ/ kg. Въпреки по-високата калоричност на газовото гориво, намаляването на мощностните показатели в сравнение с бензина се дължи на това, че за пълното изгаряне на едно и също количество гориво-въздушна смес при газовите горива е нужно по-голямо количество въздух ($\mathbf{l_{0\ бен}}$=14,8 kg; $\mathbf{l_{0\ газ}}$=16 kg).

Минимални и максимални стойности на отделните параметри ($\mathbf{g_i; p_i; \eta_i; N_i; \eta_m; N_m; g_e; p_e; \eta_e; N_e; \eta_v;}$) се получават при **Θ** около 40 ° преди ГМТ. При **α**=1,72 оптималният **Θ** е около 50 ° преди ГМТ, което означава, че бедните газовъздушни смеси горят с по-ниска скорост. За тази честотен режим ъгъла на ПЕИ при преработване на двигателя за работа с обогатен биогаз трябва да се увеличи с около 5 ÷ 10°. Най-нисък ефективен специфичен разход на гориво се получава при **α**=1,72 – $\mathbf{g_e}$=243 g/kW.h. Максималната мощност при този режим е при **α**=0,87 и е **Ne**=23,55 kW. Индикаторният КПД и ефективният КПД имат максимални стойности при **α**=1,72 и **α**=1,02 и са съответно $\mathbf{\eta_i}$=0,387; $\mathbf{\eta_e}$=0,296 и $\mathbf{\eta_i}$=0,368; $\mathbf{\eta_e}$=0,285. Това показва, че най-ефективен горивен процес се получава когато двигателят работи със бедни смеси или със състав на сместа близък до стехиометричния. Количеството гориво за един цикъл е $\mathbf{q_ц}$=18,6 mg/s при **α**=0,87; $\mathbf{q_ц}$=15,83 mg/s при **α**=1,02 и $\mathbf{q_ц}$=12,33 mg/s при **α**=1,72. Най-висока индикаторна мощност се получава при **Θ**=35÷40 ° преди ГМТ и **α**=0,87 и 1,02 съответно $\mathbf{N_i}$=30,47 и 30,50 kW. Индикаторният КПД има най-висока стойност при **α**=1,72 - $\mathbf{\eta_i}$=0,39, което отново потвърждава, че при бедни газовъздушни смеси работният цикъл е най-съвършен. При тази честота на въртене на коляновият вал, мощността за преодоляване на механичните загуби $\mathbf{N_m}$ има най-висока стойност при **α**=0,87 –$\mathbf{N_m}$=7,86 kW. Причина за това са по-високите температури и налягане в цилиндъра при богати газовъздушни смеси.

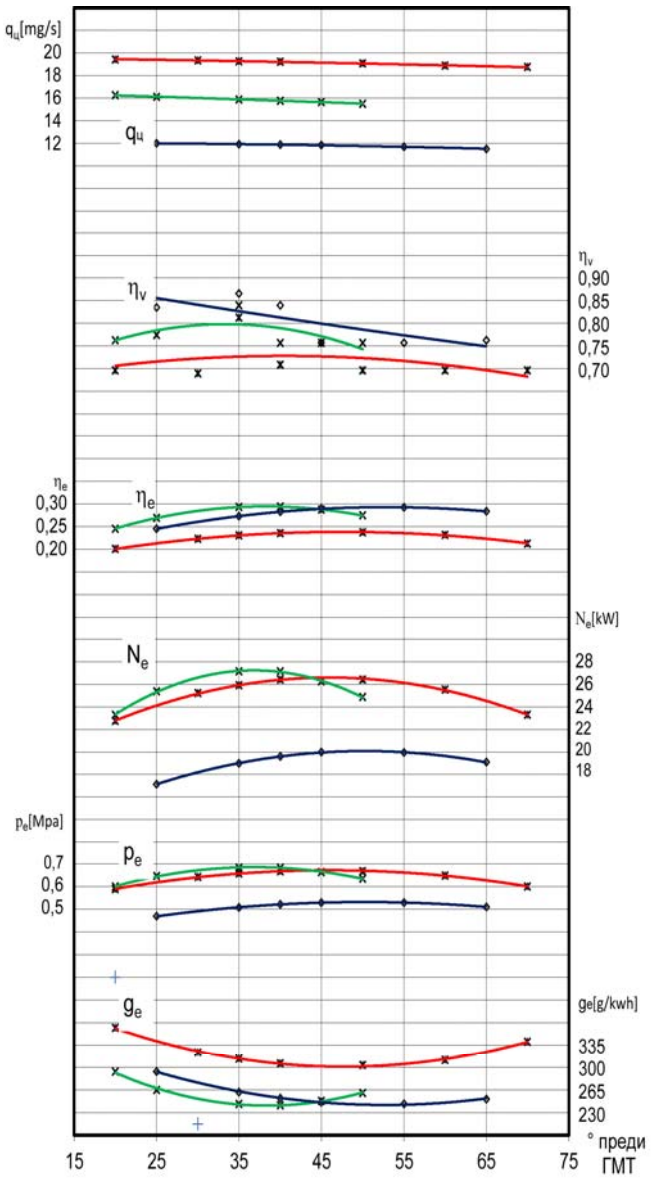
Индикаторният специфичен разход на гориво има най-ниски стойности при **α**=1,72 - $\mathbf{g_i}$ =187 g/kWh. При **α**=1,02 разликата на $\mathbf{g_i}$ е минимална - около 195 g/kWh. Средното индикаторно налягане при $\mathbf{\Theta_{опт}}$ се движи между 0,74 ÷ 0,9 MPa, като ниските стойности са при **α=**1,72 защото по-големите топлинни загуби за нагряването на по-голямо циклово количество въздух. Средното налягане на механичните загуби има почти еднаква стойност при $\mathbf{\Theta_{опт}}$ – $\mathbf{p_m}$=0,21 MPa. Средното ефективно налягане $\mathbf{p_e}$ отново има почти еднакви стойности при **α**=0,87 и 1,02 съответно $\mathbf{p_e}$=0,73 и 0,70 MPa, което определя по-малките сили действащи върху челото на буталото породени от горивния процес.

На фигури 5 и 6 са показани индикаторните, механичните и ефективни показатели при честота на въртене на коляновия вал **n**=3500 min^{-1} и **α**=0,82; 0,98 и 1,6. Минимални и максимални стойности на отделните параметри ($\mathbf{g_i; p_i; \eta_i; N_i; \eta_m; N_m; g_e; p_e; \eta_e; N_e; \eta_v;}$) се получават при **Θ** около 45 - 50 ° преди ГМТ, което е и оптималният ъгъл на предварение за тази честота на въртене. Ъгъла на ПЕИ при преработване на двигателя за работа с биометан трябва да се увеличи с 15 ÷ 20°. Най-икономична работа на двигателя се получава при **α**=0,98 – $\mathbf{g_e}$=244 g/kW.h и **α**=1,6 – $\mathbf{g_e}$=246 g/kW.h. Това се потвърждава и от максималните стойности на $\mathbf{\eta_i}$, които се дължат на спецификата на газовото гориво за разширяване на границите на ефективно обедняване на газовъздушната смес, поради широките граници на възпламеняване на газовъздушната смес. Максималната мощност

при този режим е при **α**=0,82 и е **N_e**=26,43 kW. Ефективният КПД има максимум при **α**=1,6 и **α**=0,98 съответно **η_e**=0,292 и **η_e**=0,294. Количеството гориво за един цикъл е **$q_ц$**=19,07 mg/s при **α**=0,82, **$q_ц$**=15,66 mg/s при **α**=0,98 и **$q_ц$**=11,7 mg/s при **α**=1,6.



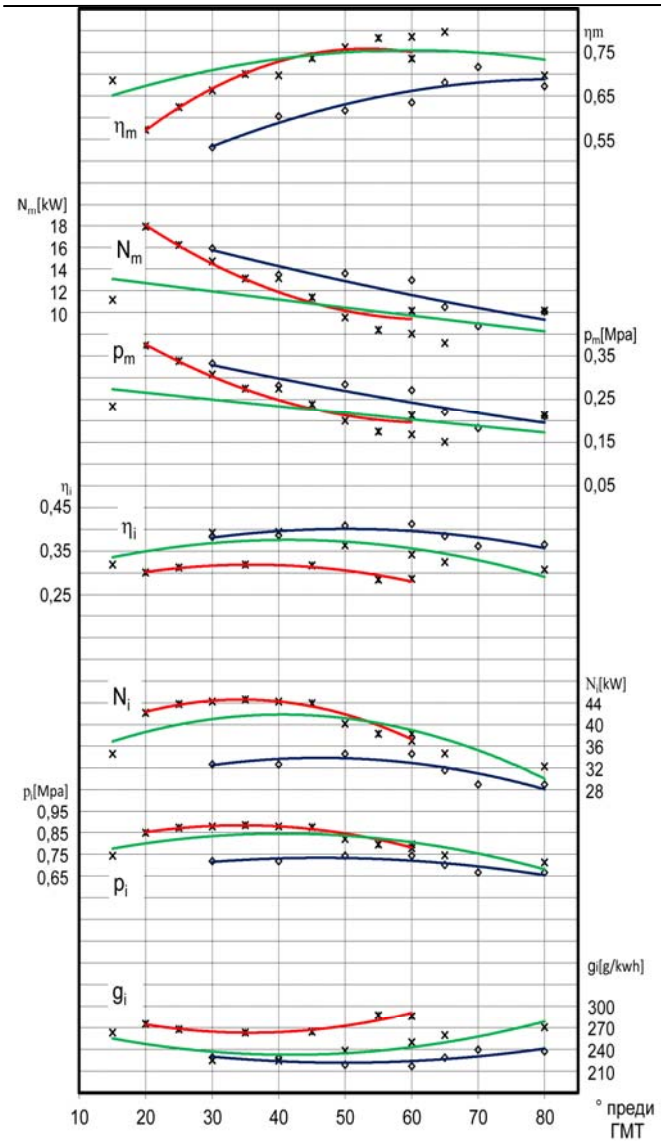
Фиг. 5 Индикаторни и механични показатели при n=3500 1/min и ж - α=0,82; x - α=0,98; ◊ - α=1,6



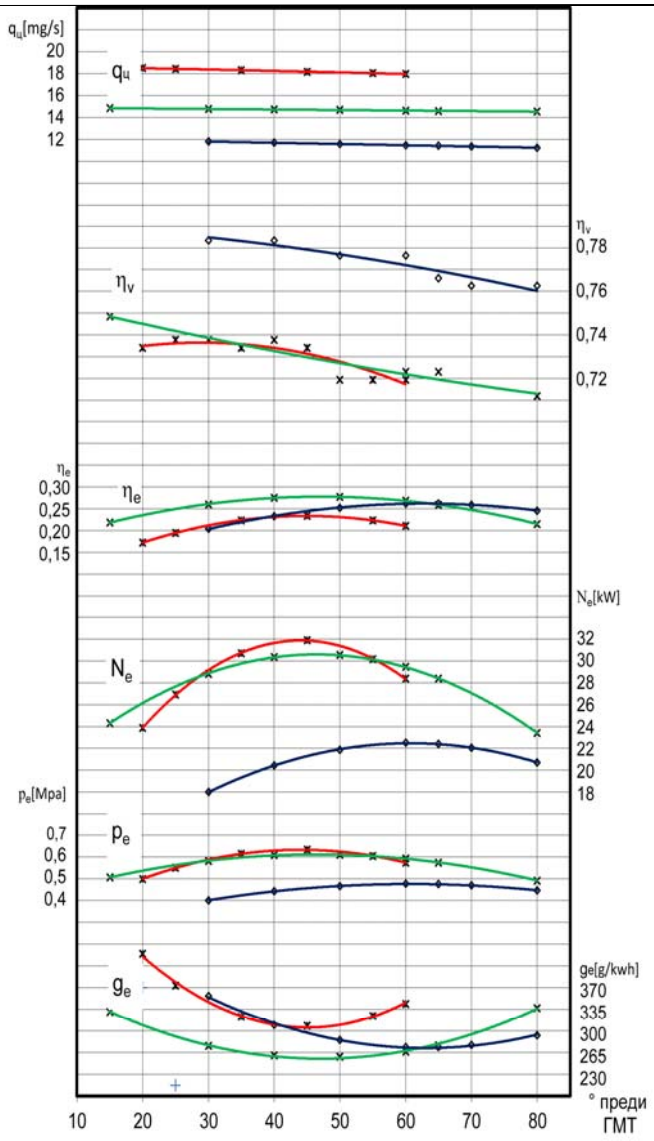
Фиг. 6 Ефективни показатели при n=3500 1/min и ж - α=0,82; x - α=0,98; ◊ - α=1,6

Най-голяма индикаторна мощност се получава при **Θ**=35° преди ГМТ и **α**=0,82 и 0,98 съответно **N_i**=35,5 и 36,3 kW. Индикаторният КПД има най-висока стойност при **α**=1,6 - **η_i**=0,51. При тази честота на въртене на коляновият вал, мощността за преодоляване на механичните загуби **N_m** има най-висока стойност при **α**=0,82 - **N_m**=9,65 kW.

На фигури 7 и 8 са показани индикаторните, механичните и ефективни показатели при честота на въртене на коляновия вал **n**=4500 min^{-1} и **α**=0,84; 1,05 и 1,62. Минимални и максимални стойности на отделните параметри (**g_i; p_i; η_i; N_i; η_m; N_m; g_e; p_e; η_e; N_e; η_v;**) се получават при Θ около 50 - 60 ° преди ГМТ, което е и оптималният ъгъл на предварение за този режим. Ъгъла на ПЕИ при преработване на двигателя за работа с биометан трябва да се увеличи с 20 ÷ 30°. Най-нисък ефективен специфичен разход на гориво се получава при **α**=1,05 и е **g_e**=260 g/kW.h. Този резултат е в следствие на това, че при **α** малко над 1 газовите смеси имат максимална скорост на горене. Максималната мощност при този режим е при **α**=0,84 и е **Ne**=31,86 kW. Ефективният КПД има максимални стойности при **α**=1,62 и **α**=1,05 съответно **η_e**=0,263 и **η_e**=0,277.



Фиг. 7 Индикаторни и механични показатели при n=4500 1/min и ж - α=0,84; x - α=1,05; ◊ - α=1,62



Фиг. 8 Ефективни показатели при n=4500 1/min и ж - α=0,84; x - α=1,05; ◊ - α=1,62

Количеството гориво за един цикъл е $\mathbf{q_ц}$=18,17 mg/s при **α**=0,84, $\mathbf{q_ц}$=14,6 mg/s при **α**=1,05 и $\mathbf{q_ц}$=11,4 mg/s при **α**=1,62. Най-висока индикаторна мощност се получава при **Θ**=35÷50° преди ГМТ и **α**=0,84 и 1,05 съответно $\mathbf{N_i}$=44 и 43,5 kW. Индикаторният КПД има най-високи стойности при **α**=1,62 и **α**=1,05 съответно $\mathbf{\eta_i}$=0,41 и $\mathbf{\eta_i}$=0,39. При тази честота на въртене на коляновият вал, мощността за преодоляване на механичните загуби $\mathbf{N_m}$ има най-висока стойност при **α**=0,84 - $\mathbf{N_m}$=18 kW. Индикаторният специфичен разход на гориво има най-ниски стойности при **α**=1,62 и **α**=1,05 съответно $\mathbf{g_i}$ =174 g/kWh и $\mathbf{g_i}$ =198 g/kWh. Средното индикаторно налягане при $\mathbf{Θ_{опт}}$ се движи между 0,74 ÷ 0,91 MPa, като най-ниските стойности има при **α=**1,62. Средното налягане на механичните загуби има близки стойност при $\mathbf{Θ_{опт}}$ – $\mathbf{p_m}$=0,21÷0,28 MPa. Средното ефективно налягане $\mathbf{p_e}$ при **α**=0,84 и 1,05 е $\mathbf{p_e}$=0,64 MPa.

3. Заключение:

Най-добри индикаторни показатели (при n=2000 min^{-1} $\mathbf{p_i}$=0,93 MPa; $\mathbf{N_i}$=19,85 kW; $\mathbf{g_i}$=179 g/kWh; $\mathbf{\eta_i}$=0,4; при n=3000 min^{-1} $\mathbf{p_i}$=0,92 MPa; $\mathbf{N_i}$=29,2 kW; $\mathbf{g_i}$=195 g/kWh; $\mathbf{\eta_i}$=0,37; при n=3500 min^{-1} $\mathbf{p_i}$=0,96 MPa; $\mathbf{N_i}$=35,7 kW; $\mathbf{g_i}$=186 g/kWh; $\mathbf{\eta_i}$=0,39; при n=4500 min^{-1} $\mathbf{p_i}$=0,91 MPa; $\mathbf{N_i}$=43,5 kW; $\mathbf{g_i}$=183 g/kWh; $\mathbf{\eta_i}$=0,39;) се получават при **α**=1,00÷1,05, тъй като при това въздушно отношение има най-пълно изгаряне на газовъздушната смес.

Аналогично най-високи ефективни показатели на двигателя се получават отново при **α**=1,00÷1,05 (при n=2000 min^{-1} $\mathbf{p_e}$=0,71 MPa; $\mathbf{N_e}$=15,1 kW; $\mathbf{g_e}$=235 g/kWh; $\mathbf{\eta_e}$=0,31; при n=3000 min^{-1} $\mathbf{p_e}$=0,71 MPa; $\mathbf{N_e}$=22,6 kW; $\mathbf{g_e}$=253 g/kWh; $\mathbf{\eta_e}$=0,28; при n=3500 min^{-1} $\mathbf{p_e}$=0,73 MPa; $\mathbf{N_e}$=27,1 kW; $\mathbf{g_e}$=244 g/kWh; $\mathbf{\eta_e}$=0,29; при n=4500 min^{-1} $\mathbf{p_e}$=0,64 MPa; $\mathbf{N_e}$=30,5 kW; $\mathbf{g_e}$=260 g/kWh; $\mathbf{\eta_e}$=0,28;), което потвърждава отново, че при тези стойности на въздушното отношение работния процес е най-ефективен с най-голяма скорост на горене на газовъздушната смес и най-голяма пълнота на горене.

Коефициентът на пълнене $\mathbf{\eta_v}$ е в граници от 0,75 до 0,72 съответно от 2000 до 4500 min^{-1}, което е в резултат на увеличените хидравлични съпротивления при по-високите честоти на въртене на колянавият вал, но не зависи от вида на горивото.

Най-добри индикаторни и ефективни показатели се получават при α=1,00÷1,05, тъй като при това въздушно отношение газовъздушната смес има най-висока скорост на горене и се получава най-пълно изгаряне на сместта в цилиндъра на двигателя. При n=3000 min-1, индикаторната и ефективната мощност са съответно Ni=30 kW и Ne=23 kW, максималният въртящ момент е Me=75 Nm, минималния специфичен разход на гориво ge=250 g/ kWh. При n=4500 min-1 тези параметри са: Ni=44 kW, Ne=30 kW, Me=68 Nm, ge=260 g/ kWh. В ниските честоти на въртене на коляновия вал - n=2000 min-1 тези параметри са: Ni=20 kW, Ne=15 kW, Me=72 Nm, ge=235 g/ kWh.

Литература:

1. Dimitrov R. (2015); Investigation the influence of upgraded biogas on combustion processes in engine with external mixture formation. Thesis for acquiring PhD degree. Varna. 2015. Bulgaria
2. Dimitrov A., Ivanov Z. Avtomobilni gazovi uredbi, Sofia, Tehnika, 2002,
3. Dimitrov A., Bogdanov K. Eksploatacionni materiali v transportnata tehnika, Varna, 2010 г.,
4. Hordeski M. Alternative fuels – the future of hydrogen, USA, Publisher: Fairmont press Inc., 2008;
5. Hu E., Z. Huang, B. Liu, J. Zhehg, X. Gu. Experimental study on combusting characteristics of a spark ignition engine with natural gas – hydrogen blends combining with EGR, IJHE, Publisher: Elsevier, 2009, pp. 1035 ÷ 1044,

За контакти: PhD Eng. Radostin Dimitrov, Technical University of Varna, Department “Automotive engineering”, Varna, Bulgaria, e-mail: r_dimitrov@tu-varna.bg

Докладът е рецензиран.

АНАЛИЗ НА ПРОЦЕСОРИТЕ ИЗПОЛЗВАНИ В АВТОМОБИЛНАТА ЕЛЕКТРОНИКА

Радостин Димитров

ANALYSIS OF PROCESSORS USED IN AUTOMATIC ELECTRONICS

Radostin Dimitrov

Abstract. The main reason for the introduction of electronic engine management systems is the increased demands on the amount of harmful emissions emitted by vehicles (NOx, CO, HC, particulate matter, noise) The availability of computerized systems requires the need for knowledge in the field of digital and analogue electronics, as well as in-depth knowledge of microprocessor engineering. The article analyzes the types of processors used in the design and creation of computer management of individual systems in the vehicle and the engine.
Keywords: Engine management, processors, digital electronics, analogue electronics.

1. Въведение:

Основната причина за навлизането на системите за електронно управление на двигателите са завишените изисквания към количеството на вредните емисии, излъчвани от автомобилите (NO_x, CO, HC, прахови частици, шум) Наличието на компютъризирани системи налага нуждата от познания в областта на цифровата и аналоговата електроника, както и задълбочени познания свързани с микропроцесорната техника. В статията е направен анализ на видовете процесори използване при проектирането и създаването на компютърното управление на отделни системи в автомобила и двигателя.

2. Изложение:

Видове използвани процесори

Технологията **CISC** (Complex Instruction Set Computer) е свързана с традиционните процесори, при които се поддържат множество инструкции, изпълнявани за различно време. Това време е в зависимост от типа на инструкцията, дължината, метода за адресиране на операн- дите и пр. В някои процесори изчисляването на резултата става на части поради разликата между дължината на реалните операнди и размера на входовете на АЛУ. Като правило в традиционният CISC-процесор инструкцията се реализира като група от няколко байта в паметта, като управлението се извършва от микропрограмно устройство. Последното извлича конкретна микропрограма, съответстваща на изпълняваната инструкция, след което реализира последователност от действия - елементарни операции, определяни
от включените в микропрограмата микроинструкции. Тази последователност се нарича "вътрешен цикъл". Така всяка инструкция се изпълнява за различен брой стъпки (тактове) в зависимост от броя на микроинструкциите в тази микропрограма. Процесорната организация традиционно се описва чрез т.нар. програмен модел, който обединява програмно-достъпните регистри от структурата. Техният състав и предназначение са различни за различните модели процесори, а дължината им зависи от дължината на машинната дума. Типични CISC процесорни модели, намерили своето приложение при изграждане на универсални и специализирани процесори, са тези с акумулатор (служебен регистър за временно съхраняване на данни), със стек (вид организация на безадресна памет), с разширена група от регистри с общо предназначение и др.

Технологията **RISC** (Reduced Instruction Set Computer) е развита в началото на 80-те години като алтернатива на универсалните процесори с микропрограмна архитектура и разширен състав на системата от инструкции. RISC-процесорите работят с ограничено множество от инструкции и се характеризират със следното:
броят на инструкциите и различните видове адресиране на операндите са намалени (ограничени са до най-необходимите) и са въведени явни команди за зареждане и запис

(Load/Store архитектура) на регистрите; използват се прости инструкции с еднаква дължина, равна на дължината на машинната дума и общ формат (определя еднакъв и минимален брой тактове за изпълнение на инструкциите); операциите са от тип регистър-регистър с триадресна структура от типа (R1)+(R2)/ R3, които се изпълняват за един машинен такт (това налага голям брой регистри); премахва се микропрограмното управление (използва се твърда логика за всяка инструкция);
комуникациите с паметта са на основата на инструкции за зареждане и съхраняване на данни; избегнати са закъсненията при преходи; възможност за изпълнение на 1,5 команди на такт чрез прилагане на конвейеризация на микро ниво и вградена кеш-памет (cache).

При RISC-процесорите се търси ефективно натоварване (запълване) на вътрешния конвейер, което води до по-висока производителност. За целта управляващото програмно осигуряване трябва да поддържа ефективна конвейеризация на RISC-инструкциите, което се подпомага от опростеното предварително извличане и изпълнение. Равномерните по дължина инструкции водят до увеличено запълване на конвейера и оптимално използване на регистровата памет на процесора.

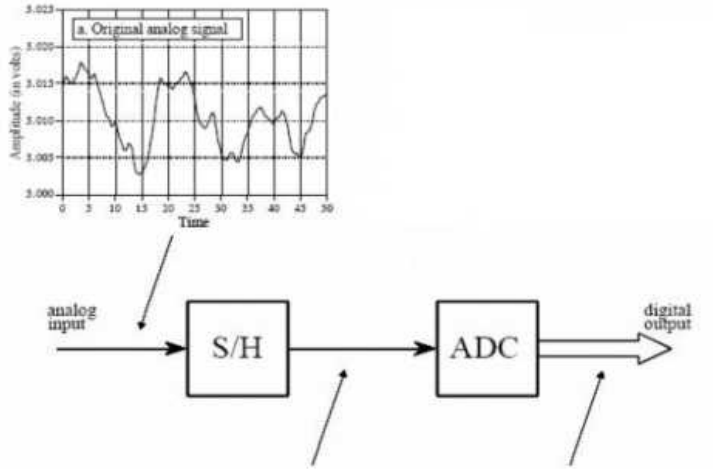
Аналогово-цифрово преобразуване

Тъй като процесора на управляващия блок не може да работи с чисто аналогови сигнали, се налага преобразуването им в цифров вид. Това става чрез т.нар. аналогово-цифрово преобразуване (АЦП).

Дискретната информация се различава от непрекъснатата по две свойства: тя е дискре- тизирана и квантувана. И двете ограничават количеството информация, което се съдържа в дискретизирания сигнал. Честотата на дискретизация, броят на битовете на АЦП и типът на аналогово филтриране преди АЦП определят каква част от информацията се запазва и каква - загубва.

На фиг. 1 е показан аналогов сигнал, който ще бъде преобразуван. Той представлява напрежение, което се променя в течение на времето. Полага се че напрежението се променя от 0 до 4,095 V , което съответства на числата между 0 и 4095, които ще се получат на изхода на 12 битов АЦП.

Блоковата схема включва освен АЦП и устройство следене-запомняне, С/З (sample and hold) Следене-запомняне е необходимо, за да поддържа постоянно входното напрежение на АЦП в процеса на АЦ преобразуването.

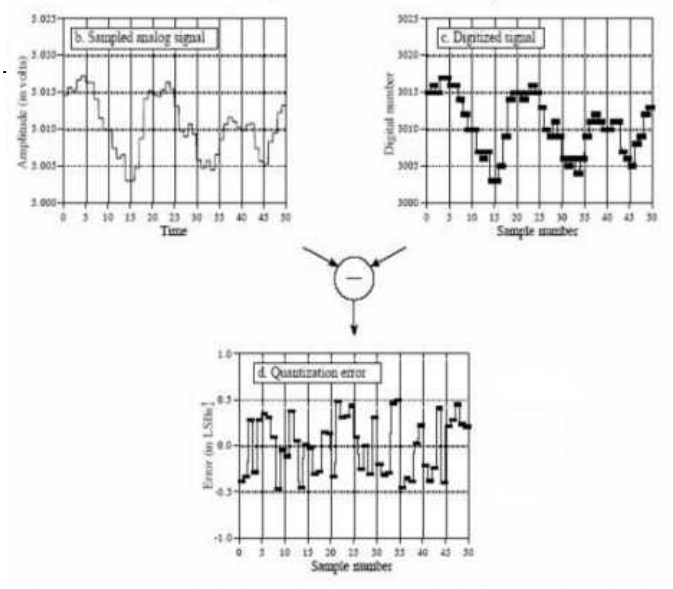


Фиг. 1 Преобразуване на аналогов сигнал

Изходът на С/З се променя само през периодични интервали (a и b) и приема моментната стойност на входния аналогов сигнал. Промените на входния сигнал между тези интервали напълно се загубват. По този начин дискретизирането променя непрекъснатата независима променлива (времето) от непрекъсната в дискретна.

На фиг.2 е показано с разликата между (b) и (c), АЦ процес дава цяла стойност между 0 и 4095 за всеки хоризонтален участък от (b). Това определя грешка, тъй като всеки от тези участъци би могъл да има всяка стойност между 0 и 4,095 V(т.е. да попадне между две дискретни стойности). Например стойността 2,56000 и 2,56001 V биха се преобразували в числото 2560. Следователно квантуването преобразува зависимата променлива (напрежение) от непрекъсната в дискретна.

С цел по-опростен анализ, дискретизацията и квантуването се анализират отделно. Всяка дискрета може да има грешка 1/2 LSB (Least Significant Bit, най-малкият значещ бит).

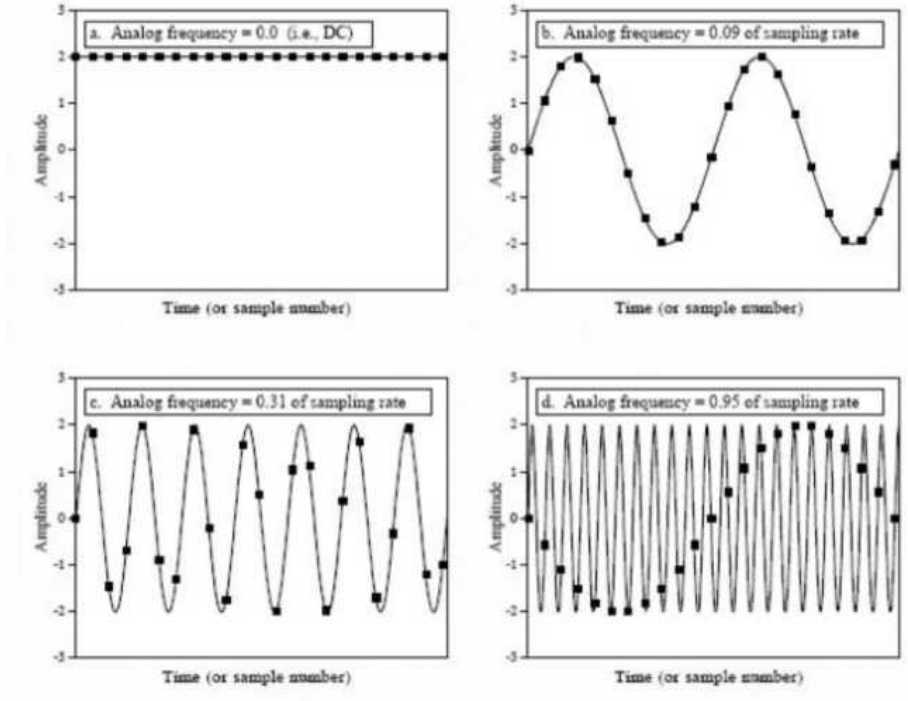


Фиг.2 Аналого-цифров процес

Характерна черта на този анализ е че грешката от квантуване се появява като случаен шум. В по-вечето случаи, грешката от квантуване не е нищо друго, освен добавяне на специфично количество от случаен шум към сигнала. Допълнителният шум се разпределя еднакво между 1/2 LSB, има средна стойност 0 и стандартна девиация (1/LSB), ~0,29LSB. Например преминаването на аналогов сигнал през 8 битов АЦП добавя произволен шум 0,29 x 1/256 или около 1/900 от стойността на пълната скала. АЦП с 12 бита добавя 0,29 x 1/4096=1/14000, докато 16 битово АЦП добавя 0,29 x 1/65536 = 1/227 000. Тъй като грешката от квантуване е случайният шум, внесен при преобразуването, броят на битовете на АЦП определя прецизността на данните. Генерираният при АЦП случаен шум просто се прибавя към съществуващия в аналоговия сигнал шум. Примерно, ако се преобразува аналогов сигнал с амплитуда 1 V, който съдържа 1 mV случаен шум посредством 8 битов АЦП. Тогава 1V става 255, 1mV се оказва че е 0,255LSB. Сигналите на случайните шумове се сумират векторно, т. е. = 0,386LSB. Това е около 50% увеличение на шума в сравнение с шума преди АЦП. Ако същият сигнал се преобразува с 12 битов АЦП, на практика няма да се получи увеличение на случайния шум и няма да се загуби никаква информация при преобразуването. В резултат на анализа може да се направи следният извод: При АЦ преобразуване трябва предварително да се поставят два въпроса - какво е нивото на шума, който присъства в аналоговия сигнал и какво ниво на шума е разрешено в дискретния сигнал.

Теорема за дискретизацията (теорема на Shannon, Nyquist, Котелников)

Определението за правилна дискретизация гласи: Ако някакъв аналогов сигнал е дискретизиран и след това от получените дискрети е възможно да се възстанови неговият първоначален вид, значи дискретизацията е извършена правилно. Дори дискретният сигнал да изглежда непълен, щом е възможно аналоговият сигнал да се възстанови-това означава че ключовата информация е уловена.



Фиг.3 Дискретизация

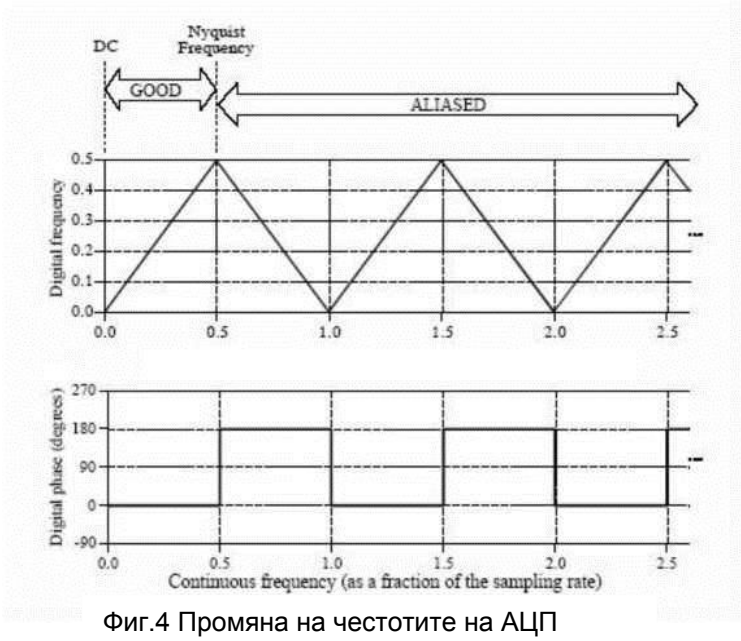
На фиг. 3 са показани няколко синусоиди преди и след дискретизация. Непрекъснатите линии описват непрекъснатия аналогов сигнал, а малките квадратчета - дискретизирания сигнал (изхода на АЦП).

На фиг.3а е показано дискретизи- ране на постояннотокова съставка косинусна вълна с нулева честота. Тъй като аналоговият сигнал е правата линия, съединяваща квадратчетата, ясно е че цялата информация за неговото възстановяване е налична в дисктретизирания сигнал. Това е пример за правилна дискретизация.

Синусоидата от фиг. 3b е с честота 0,09 от честотата на дискретизация (примерно 90 Hz дискретизирани с 1000 Hz). С други думи на всеки период на аналоговия сигнал се падат по 11.1 отчета. Аналоговият сигнал не може да бъде очевидно възстановен посредством съединяване на последователните отчети с прави линии, но от математична гледна точка това е правилна дискретизация, защото няма друга синусоида, която да дава такива дискретизирането и.

Отчетите съответстват на един единствен аналогов сигнал и следователно той може да бъде възстановен от дискретните стойности. Това също е пример за правилна дискретизация. честотата на аналоговото напрежение се увеличи до 0,31 до честотата на дискретизация, резултатът са 3,2 дискретни стойности на период аналогов сигнал. На вид дискретните стойности са така рядко разположени, че на вид като че ли не могат да се използват за възстановяване на аналоговия сигнал, но отново се е получил сигнал, който съответства по уникален начин на входния сигнал. Следователно входният сигнал може да бъде възстановен от дискретните стойности и това също е пример за правилна дискретизация.

Ако аналоговата честота се увеличи до 95% от дискретизиращата честота се получава случаят от фиг. 3d с 1,05 дискретни стойности на един период от входния сигнал. Оказва се че получените дискретни стойности не представят вече истинския входен аналогов сигнал, а сигнал с честота равна на разликата между честотите на аналоговия сигнал и честотата на дискретизация. Явлението се нарича aliasing. Тъй като дискретните стойности не могат уникално да представят входния сигнал, той не може да се възстанови. Това е пример за неправилна дискретизация.



Фиг.4 Промяна на честотите на АЦП

Теоремата за дискретизация гласи: Аналоговият сигнал може да се възстанови само ако той не съдържа честоти по-високи от половината на дискретизиращата честота.

Например, ако се използва честота на дискретизация 2000 Hz необходимо е във входния сигнал да няма честоти по-високи от 1000 Hz. В противен случай тези съставки няма да се появят във възстановения сигнал, но на тяхно място ще се появят съставки с честота равна на разликата между тяхната честота и честотата на дискретизация (aliasing), и ще се насложат с евентуално съществували такива съставки. С други думи ще се получат изкривявания на сигнала.

Половината от честотата на дискретизация се нарича честота на Nyquist (Nyquist frequency или Nyquist rate). На фиг. 4 е показана промяната на честотите по време на АЦП когато се наблюдава aliasing. Начупената линия показва как се променя всяка аналогова честота, която е над честотата на Nyquist.

Заключение:

Чрез подобряване на схемните решения, оптимизиране на алгоритмите и усъвършенстване на електронните системи може да се постигне по-ниска себестойност

на електрическата част на автомобилите, подобряване на екологичните им показатели и увеличаване коефициентът на полезно действие на двигателя.

Докладът е подпомогнат от КД2/ 2017 - Изработване и усъвършенстване на автомобили за участие в Shell Eco Marathon с ръководители гл.ас. д-р инж. Росен Петров Христов, инж. Даниел Красимиров Костадинов

Литература:

1. Ribbens W.B. - Understanding the Automotive Electronics (6th ed.) – 2003
2. Tracy Martin, How to Diagnose and Repair Automotive Electrical Systems - 2005
3. Hollembeak Barry, Automotive Electricity and Electronics (5th ed.) – 2011

За контакти: PhD Eng. Radostin Dimitrov, Technical University of Varna, Department “Automotive engineering”, Varna, Bulgaria, e-mail: r_dimitrov@tu-varna.bg

Докладът е рецензиран.

ИЗСЛЕДВАНЕ ГОРИВЕН ПРОЦЕС НА ДВИГАТЕЛ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ РАБОТЕЩ С ГАЗОВО ГОРИВО

Радостин Димитров

INVESTIGATION COMBUSTION PROCESS OF ICE WORKING WITH GASEOUS FUEL

Radostin Dimitrov

Abstract. The use of alternative fuels is required due to the ever increasing standards for the content of harmful components in exhaust gases and for the environment reasons. In this paper is made investigation what is influence under engine parameters if is use methane as a fuel for internal combustion engine with external mixture formation.
Keywords: Inetrnal Combustion Engine, gaseous fuel, methane, fuel consumption, effective power.

1. Въведение:

Поради все повече нарастващите норми за съдържанието на вредни компоненти в отработилите газове, както и за опазване на околната среда се налага използването на алтернативни горива. Въпреки известните недостатъци които имат газовите горива [2], тяхното използване се предпочита заради ниската им цена и значително намалените вредни емисии излъчвани от автомобилите.

2. Изложение:

Обекта на изследване е бензинов двигател ROVER, с технически параметри показани на таблица 1.

Таблица 1 Технически параметри на двигател

№	ПАРАМЕТЪР	СТОЙНОСТ
1	Работен обем на двигателя [dm^3]	1,275
2	Диаметър на цилиндъра [mm]	70,61
3	Ход на буталото [mm]	81,28
4	Степен на сгъстяване	9,75
5	Номинална мощност при честота на въртене на коляновия вал [kW/ min^{-1}]	46/5500
6	Номинален въртящ момент при честота на въртене на коляновия вал [Nm/ min^{-1}]	95/3000

Експерименталните изследвания имат за цел оптимизиране и изследване на горивния процес при работа на двигателя с газово гориво **метан,** при различен ъгъл на подаване на електрическата искра и различни въздушни отношения на газо-въздушната смес.

Формули за пресмятане на необходимите величини:

Индикаторен коефициент на полезно действие [1]

Индикаторният КПД показва каква част от топлината получена от изгарянето на горивото се преобразува в полезна работа, като отчита всички топлинни загуби от процесите за един действителен работен цикъл.

$$\eta_i = \frac{p_i . l_o . \alpha}{H_u . 10^{-3} . \eta_v . \rho_{air}} , \qquad (3.1)$$

където: p_i – действително средно индикаторно налягане, [MPa];

$l_o = m_{air}.L_o$ [kg/kg] – теоретично количество въздух необходимо за изгаряне на 1 кг. гориво, изразено чрез молекулната маса на въздуха

m_{air} = 28,97 [kg/kmol];

α –въздушно отношение;

H_u – долна топлина на изгаряне на горивото, [kJ/kg];

η_v – коефициент на пълнене;

ρ_{air} – плътност на въздуха по време на процеса пълнене в [kg/m^3],

От формула 3.1 се вижда, че η_i не е постоянна величина и се изменя в зависимост от режима на работа на двигателя.

Часов разход на газово гориво:

$$G_h = \frac{3{,}6.M.P.V}{R.T.z.\Delta t} \quad [kg/\ h] \qquad (4.2)$$

Въздушно отношение:

$$\alpha = \frac{G_{air}}{L_0.G_h} \qquad (4.3)$$

където: L_0 = 16,20 kg – теоретично необходимото количество въздух за пълното изгаряне на 1kg обогатен биогаз;

Действителен въртящ момент на двигателя:

$$T_{tq} = 0{,}974.F_b \quad [N/\ m] \qquad (4.4)$$

където: F_b – отчетената сила от спирачката [N];

Мощност на двигателя:

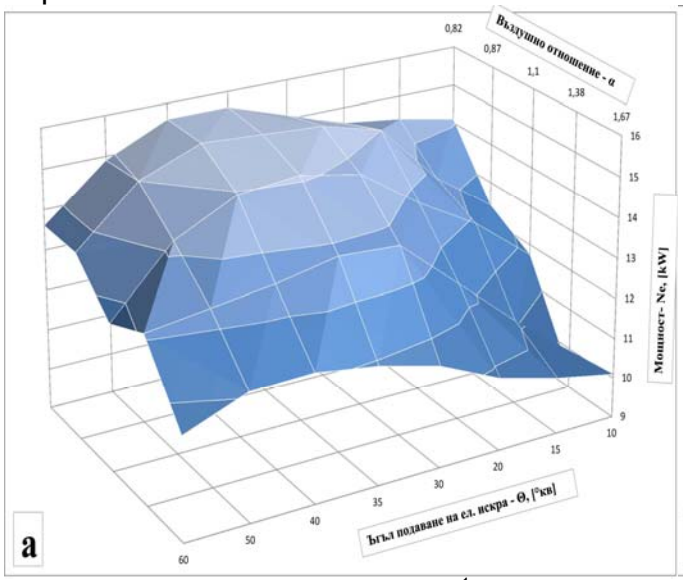
$$P_e = \frac{\pi.n.T_{tq}}{3.10^4} \quad [kW] \qquad (4.5)$$

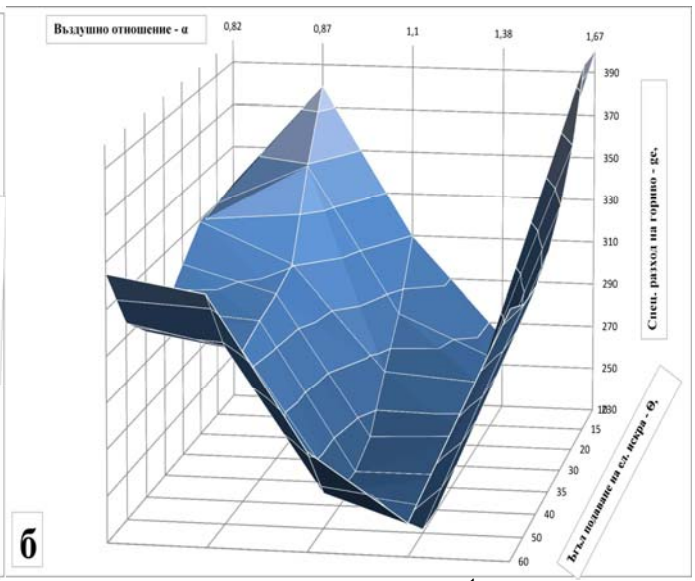
Специфичен разход на гориво:

$$g_e = \frac{G_h.10^3}{P_e} \quad [g/\ kWh] \qquad (4.6)$$

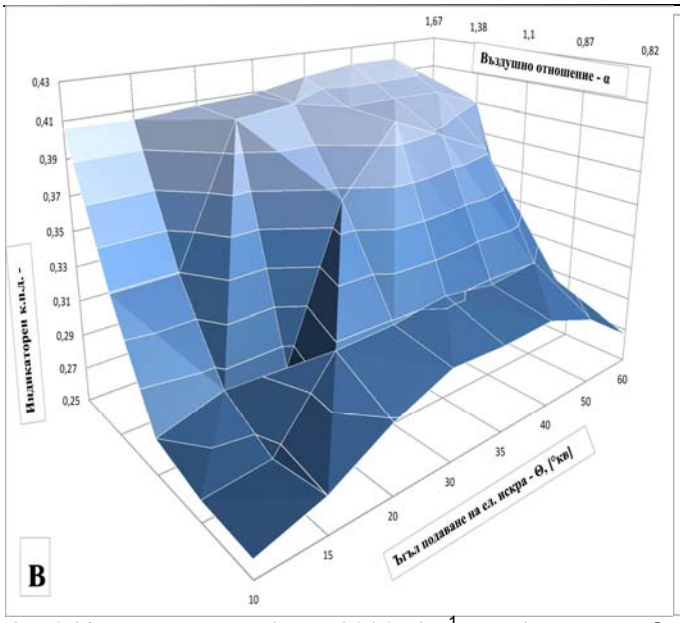
Направените експерименти представляват снемане на регулировъчни характеристики при различен състав на гориво-въздушната смес α, като променливият параметър е Θ (ъгъл на подаване на електрическата искра). Характеристиките са снети при честоти на въртене на коляновия вал - 2000 min^{-1}, 3000 min^{-1}, 3500 min^{-1} и 4500 min^{-1}, при 100% отворена дроселна клапа.

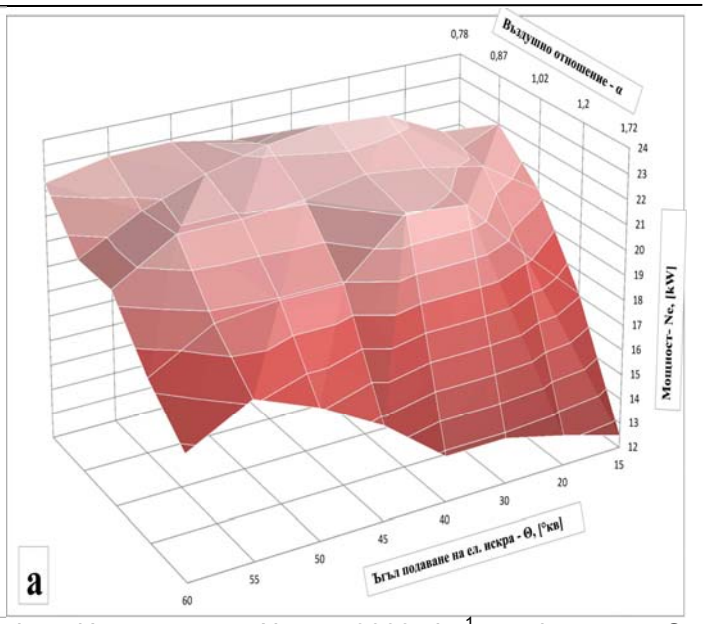
На фигури 1, 2 и 3 е показано изменението на ефективната мощност **N_e** , специфичния разход на гориво **g_e** и индикаторният КПД **η_i** в зависимост от въздушното отношение **α** и ъгъла на ПЕИ **Θ** при честота на въртене на коляновия вал 2000 min^{-1}. Чрез тези графики може да се определят оптималните **α** и **Θ** за съответната честота на въртене.





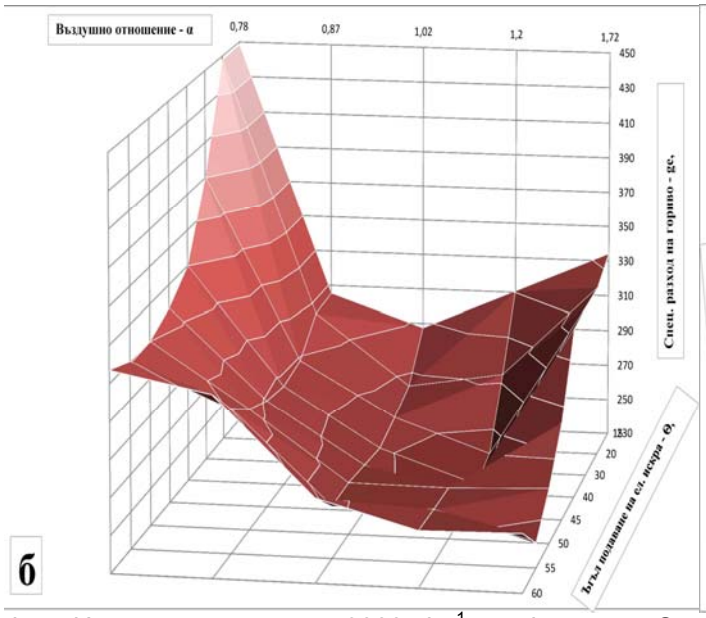
фиг1 Изменение на Ne при 2000min-^{1} във ф-я от α и Θ фиг2 Изменение на ge при 2000min-^{1} във ф-я от α и Θ

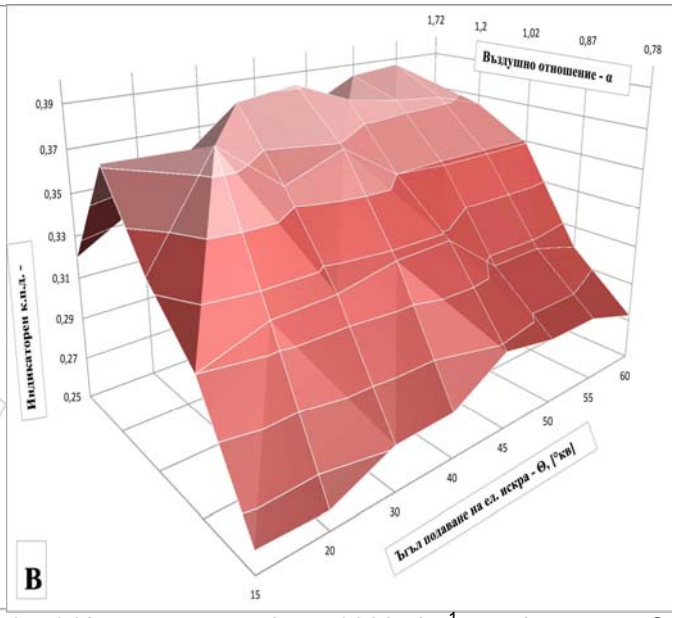




фиг3 Изменение на ηi при 2000min-^{1} във ф-я от α и Θ фиг4 Изменение на Ne при 3000min-^{1} във ф-я от α и Θ

На фигури 4, 5 и 6 е показано изменението на ефективната мощност $\mathbf{N_e}$, специфичния разход на гориво $\mathbf{g_e}$ и индикаторният КПД $\mathbf{\eta_i}$ в зависимост от въздушното отношение **α** и ъгъла на ПЕИ **Θ** при честота на въртене на коляновия вал 3000 min^{-1}. Максимални стойности на $\mathbf{N_e}$ – 23,5 kW се получават при въздушно отношение **α**=0,87÷1,02 и ъгъл на ПЕИ **Θ**=35÷45° преди ГМТ. Минимален разход на гориво $\mathbf{g_e}$ – 235 g/kWh се получава при **α**=1,02÷1,2 и отново при ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷35° преди ГМТ. В същото време най-съвършен работен цикъл на двигателя $\mathbf{\eta_i}$ – 0,39 се получава при стойности на **α** около 1,2 и при ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷40° преди ГМТ.

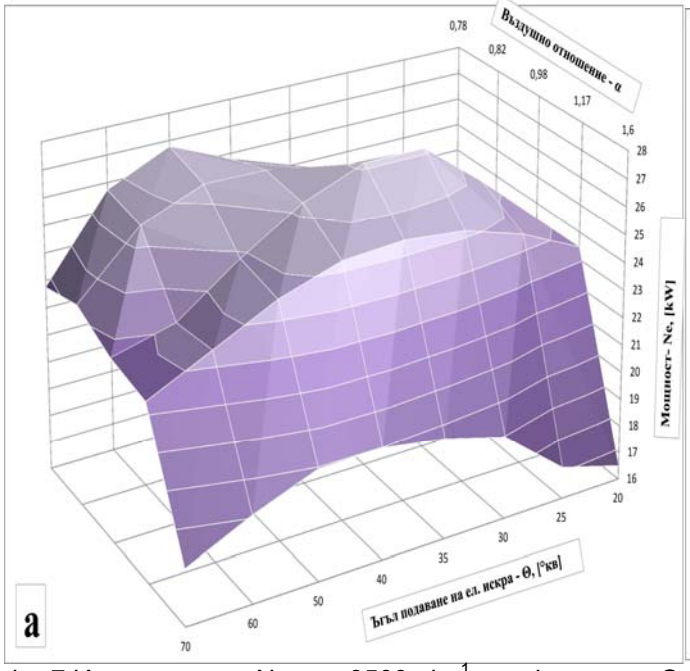


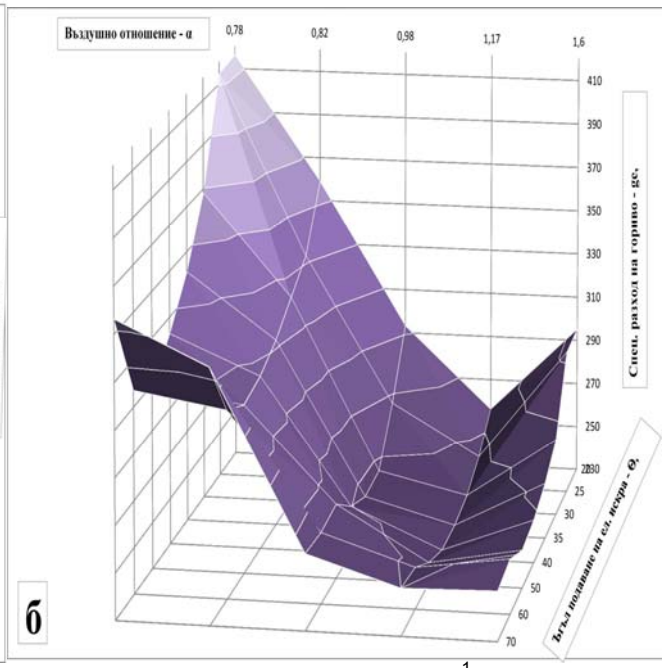


фиг5 Изменение на ge при 3000min-^{1} във ф-я от α и Θ фиг6 Изменение на ηi при 3000min-^{1} във ф-я от α и Θ

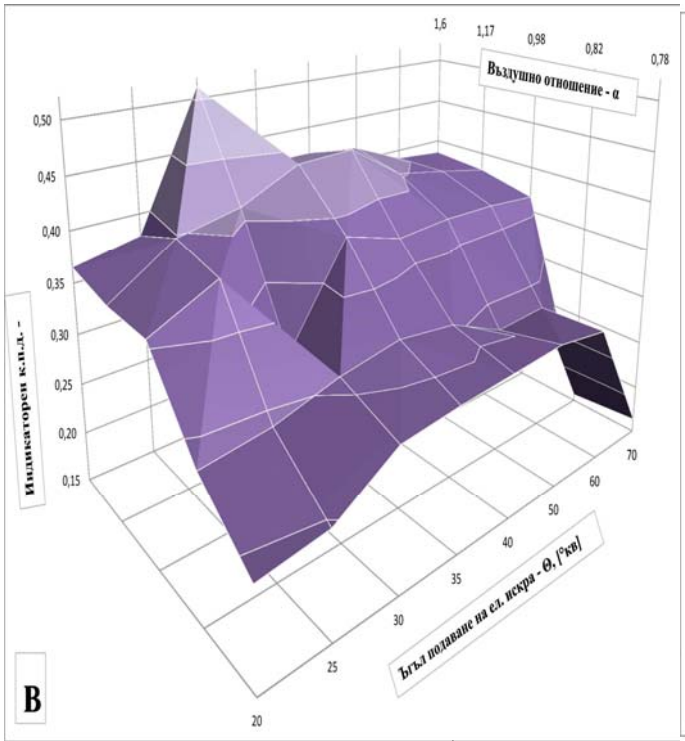
На фигури 7, 8 и 9 е показано изменението на ефективната мощност $\mathbf{N_e}$, специфичния разход на гориво $\mathbf{g_e}$ и индикаторният КПД $\mathbf{\eta_i}$ в зависимост от въздушното отношение **α** и ъгъла на ПЕИ **Θ** при честота на въртене на коляновия вал 3500 min^{-1}. Максимални стойности на $\mathbf{N_e}$ – 27 kW се получават при въздушно отношение **α**=0,78÷0,98 и ъгъл на ПЕИ **Θ**=40÷50° преди ГМТ. Минимален разход на гориво $\mathbf{g_e}$ – 233 g/kWh се получава при **α**=0,98÷1,17 и отново при ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷40° преди ГМТ. В същото

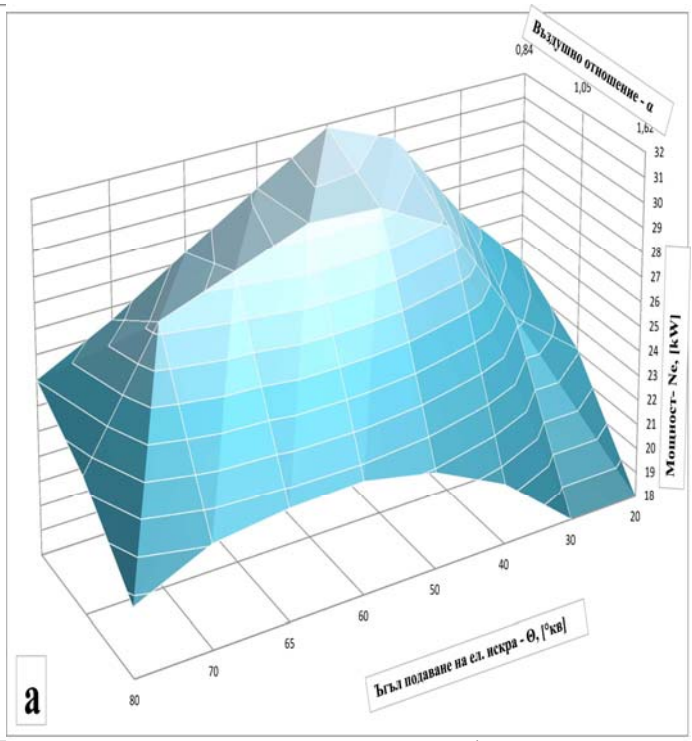
време най-съвършен работен цикъл на двигателя η_i – 0,51 се получава при стойности на **α** между 1,17÷1,6 и при ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷40° преди ГМТ.





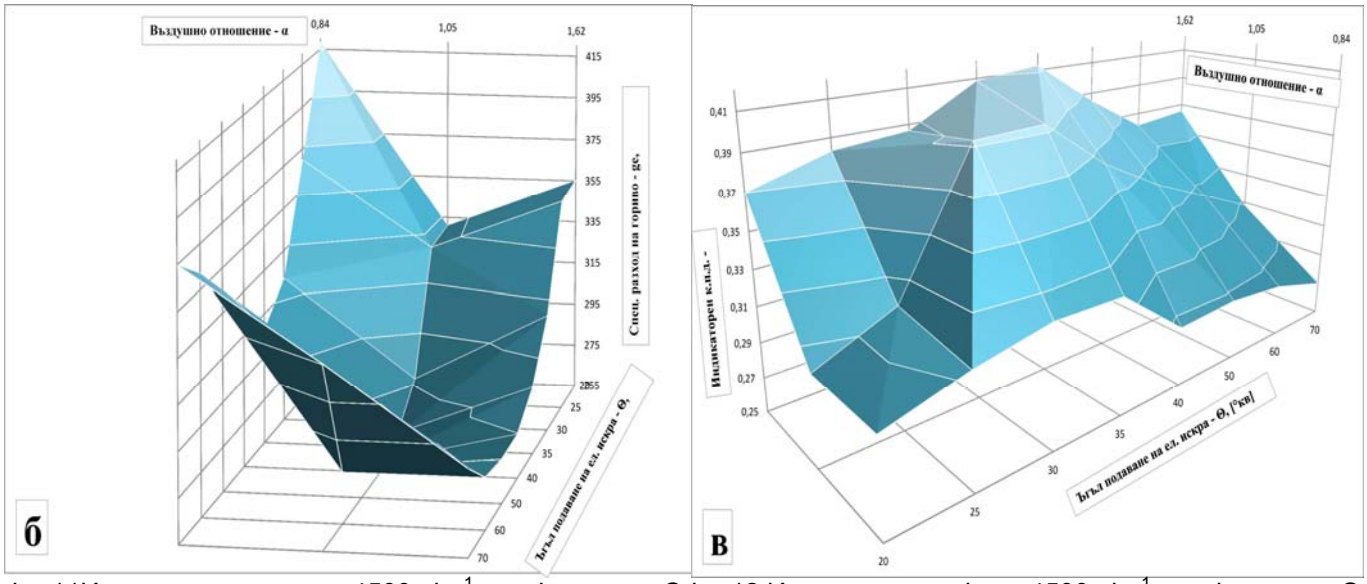
фиг7 Изменение на Ne при 3500min-^{1} във ф-я от α и Θ фиг8 Изменение на ge при 3500min-^{1} във ф-я от α и Θ





фиг9 Изменение на ηi при 3500min-^{1} във ф-я от α и Θ фиг10 Изменение на Ne при 4500min-^{1} във ф-я от α и Θ

На фигури 10, 11 и 12 е показано изменението на ефективната мощност $\mathbf{N_e}$, специфичния разход на гориво $\mathbf{g_e}$ и индикаторният КПД η_i в зависимост от въздушното отношение **α** и ъгъла на ПЕИ **Θ** при честота на въртене на коляновия вал 4500 min^{-1}. Максимални стойности на $\mathbf{N_e}$ – 32 kW се получават при въздушно отношение **α**=0,84÷1,05 и ъгъл на ПЕИ **Θ**=45÷55° преди ГМТ. Минимален разход на гориво $\mathbf{g_e}$ – 260 g/kWh се получава при **α**=1,05 и отново при ъгъл на ПЕИ **Θ**=45÷55° преди ГМТ. В същото време най-съвършен работен цикъл на двигателя η_i – 0,41 се получава при стойности на **α** между 1,05÷1,62 и при ъгъл на ПЕИ **Θ**=40÷50° преди ГМТ.



фиг11Изменение на ge при 4500min-^{1} във ф-я от α и Θфиг12 Изменение на ηi при 4500min-^{1} във ф-я от α и Θ

3. Заключение:

Максимални стойности на $\mathbf{N_e}$ – 15,6 kW се получават при въздушно отношение **α**=0,87÷1,1 и ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷35° преди ГМТ. Минимален разход на гориво $\mathbf{g_e}$ – 230 g/kWh се получава при **α**=1,1÷1,38 и отново при ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷35° преди ГМТ. В същото време най-съвършен работен цикъл на двигателя (най-висока стойност на индикаторния КПД) $\mathbf{\eta_i}$ – 0,42 се получава при стойности на **α** между 1,1÷1,67 и при ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷35° и **Θ**=40÷50° преди ГМТ за по-бедните газовъздушни смеси.

За честота 2000 min^{-1} за да се получи максимална мощност, най-нисък разход на гориво и най-съвършен работен цикъл, двигателят трябва да работи с въздушно отношение **α**=1,1 и ъгъл на ПЕИ **Θ**=30÷35° преди ГМТ. Това е възможно поради свойствата на газовите горива да са възпламеняват при по-бедни смеси в сравнение с бензина.

За честота 3000 min^{-1} за да се извлече от двигателя максимална мощност, най-нисък разход на гориво и да има най-съвършен работен цикъл, той трябва да работи с въздушно отношение **α** около **1** и ъгъл на ПЕИ **Θ**=35÷40° преди ГМТ.

За честота 3500 min^{-1} за да се извлече от двигателя максимална мощност, най-нисък разход на гориво и да има най-съвършен работен цикъл, той трябва да работи с въздушно отношение **α** около **1,1** и ъгъл на ПЕИ **Θ**=40° преди ГМТ.

За честота 4500 min^{-1} за да се извлече от двигателя максимална мощност, най-нисък разход на гориво и да има най-съвършен работен цикъл, той трябва да работи с въздушно отношение **α=**1,05 и ъгъл на ПЕИ **Θ**=45÷50° преди ГМТ.

Литература:

1. Dimitrov A., Ivanov Z. Avtomobilni gazovi uredbi, Sofia, Tehnika, 2002,
2. Dimitrov A., Bogdanov K. Eksploatacionni materiali v transportnata tehnika, Varna, 2010 г.,
3. Dimitrov R. (2015); Investigation the influence of upgraded biogas on combustion processes in engine with external mixture formation. Thesis for acquiring PhD degree. Varna. 2015. Bulgaria
4. Hordeski M. Alternative fuels – the future of hydrogen, USA, Publisher: Fairmont press Inc., 2008;
5. Hu E., Z. Huang, B. Liu, J. Zhehg, X. Gu. Experimental study on combusting characteristics of a spark ignition engine with natural gas – hydrogen blends combining with EGR, IJHE, Publisher: Elsevier, 2009, pp. 1035 ÷ 1044,

За контакти: PhD Eng. Radostin Dimitrov, Technical University of Varna, Department “Automotive engineering”, Varna, Bulgaria, e-mail: r_dimitrov@tu-varna.bg
Докладът е рецензиран.

ИЗСЛЕДВАНЕ ЕКОЛОГИЧНИТЕ ПОКАЗАТЕЛИ НА МОТОЦИКЛЕТНИ ДВИГАТЕЛИ

Радостин Димитров

A STUDY OF ENVIRONMENTAL CHARACTERISTICS OF MOTORCYCLE ENGINES

Radostin Dimitrov

Abstract. Air pollution is an active area of research due to the health hazards. High levels of air pollution can cause serious health problems, including acute respiratory illness and allergy. In addition to its adverse effects on health and air, pollution also has a negative impact on animals, vegetation, crops and climate change.

In this article, are made idle speed characteristics at crankshaft prm from 1000 to nominal rpm for three different engines of different motorcycles. In this work are tested concentrations of harmful emissions in the exhaust gases.

Keywords: Inetrnal Combustion Engine, motorcycle, environmental characteristics, exhaust gases.

1. Въведение:

Замърсяването на въздуха е активна област на изследване, благодарение на вредните за здравето въздействия. Високите нива на замърсяване на въздуха може да причинят тежки здравословни проблеми, включително остри респираторни болести и алергий. В допълнение към своето неблагоприятно въздействие върху здравето и въздуха замърсяването има отрицателно въздействие и върху животни, растителност, култури и изменението на климата.

Предложеният регламент се прилага за типовото и индивидуалното одобрение на всички нови двуколесни и триколесни моторни превозни средства и четириколки, предназначени за движение по обществените пътища. Новото предложение разширява броя на превозните средства от категория L на седем, с шестнадесет подкатегории, дефинирани според работния обем на двигателя, максималната скорост и обявената мощност. Предвидено е разделяне на категорията на двуколесните превозни средства, използвана в съществуващите стандарти, на 2 подкатегории, а именно леки двуколесни моторни превозни средства (велосипеди с двигател и мотопеди) и двуколесни мотоциклети.

В предложението се планират определени нива на емисиите за всички превозни средства от категория L.

В предложението се определят по-строги стандарти за емисиите на въглеводороди, въглероден моноксид, азотни оксиди (NOx) и прахови частици (ПЧ). Определени са три пределни степени на емисиите: Евро 4, 5 и 6 за мотоциклети; Евро 3, 4 и 5 за всички останали превозни средства от категория L. (Сегашните пределно допустими стойности на емисиите за мотоциклети са класифицирани като Евро 3, за мотопеди и други превозни средства от категория L – Евро 2). Новите пределни степени влизат в сила през 2014, 2017 и 2020 г.

Пределните стойности на емисиите Евро 5 за превозни средства от категория L и пределните стойности Евро 6 за мотоциклети имат същите номинални стойности като граничните стойности на емисиите Евро 5 за леки автомобили (M1). За мотоциклети с конструктивна максимална скорост 130 км/ч предложените пределни стойности Евро 4 за HC, CO и NOx са съответно 1,97, 0,56 и 0,13 g/km, което представлява 25% намаление за всеки замърсител спрямо текущите пределни стойности Евро 3.

До 2017 и 2020 г. допустимите стойности на HC за мотоциклети биха намалели с 50% и 87% спрямо текущите нива; пределните стойности на CO и NOx биха намалели с 57% и 62%.

2. Изложение:

Данни за изследваните мотоциклети.

В таблица 1 са показани изследваните мотоциклети, които са различни по конструкция, брой цилиндри и смесообразуване четиритактови двигатели работещи с бензин.

Таблица1 Технически параметри за мотоциклетите

Марка на мотоциклетите	Suzuki	Triumph	BMW
Модел	GSX-R	Sprint	RT
Година на производство	2004	1998	2001
Двигател	Редови 4 цилиндров DOHC , 4 клапана на цилиндър	Редови 3 цилиндров DOHC, 4 клапана на цилиндър	Двуцилиндров Boxer , 4 клапана на на цилиндър
Литров обем cm³	599	885	1130
Степен на сгъстяване	12.5:1	10.6:1	10.3:1
S/D	67 x 42.5 mm	76 x 65 mm	101 x 70.5 mm
Охладителна система	Водно охлаждане	Водно охлаждане	Въздушно / маслено охлаждане
Макс. Момент Nm/ min^{-1}	69.6/10800	83/6500	98/5500
Макс. Мощност kW/ min^{-1}	92.5/13000	71.5/9000	70/7250
Дозир. С-ма за бензин	Mikuni Fuel Injection	Карбуратор	Bosch Motronic MA 2.4 Injection
Пробег на мотоциклета	65000	55000	70000
Макс. Скорост km/h	255	220	205
Неутрализатор	Не	не	3 компон.

Измерването на количеството на компонентите на отработилите газове на ДВГ е извършено с помощта на газов анализатор Applus на фирмата AutoLogic. Газ анализатора използва NDIR метод за измерване. Чрез този метод се измерва концентрацията на HC, CO и CO_2 компонентите, използвайки поглъщането от газовете на постоянна инфрачервена светлина за определяне на концентрацията в газовете. Концентрацията на елементите в обема на газа е функция на количеството на газовите молекули в една проба. Поглъщането на инфрачервената светлина нараства с броя на газовите молекули преминаващи през светлината.

Таблица 2 Обхвати на измерване на газ анализатора

	Разме ност	Обхват	Разсейване	Точност
HC	*[ppm]*	0 ÷ 15 000	1	± 4 ppm
CO	*[%]*	0 ÷ 15	0,001	± 0,02 %
CO_2	*[%]*	0 ÷ 20	0,01	± 0,3 %
O_2	*[%]*	0 ÷ 25	0,01	± 0,1 %
NO_x	*[ppm]*	0 ÷ 5 000	1	± 20 ppm

Методът за измерване концентрацията на NO_x и O_2 използва химически клетки, които генерират напрежение, пропорционално на газа от пробна (тарираща) клетка. Технически характеристики и обхвата на измерване на газ анализатора са показани в таблици 2 и 3.

Таблица 3 Технически характеристики на газ анализатора

Параметър	Размерност	Стойност
Работна температура	*[°C]*	-20 ÷ 70
Надморска височина	*[m]*	-300 ÷ 3 000
Виброустойчивост	*[Hz]*	5 ÷ 1 000
Устойчивост на удар	*[m]*	1,22
Време за отчитане	*[sec]*	8 за измерване по NDIR
Захранване	*[V]*	DC 5

- Използвани формули:

За определяне на въздушното отношение (α) се използва формулата на Берг Шнайдер, като пределянето на α става чрез пресмятане на изме-рените концентраций на веществата в отработилите газове(формула 1).

$$\alpha = \frac{[CO_2] + \frac{CO}{2} + [O_2] + \left(\frac{Hcv}{4} x \frac{3.5}{3.5 + \frac{[CO]}{CO_2}} - \frac{[Ocv]}{2}\right) x ([CO_2] + [CO])}{\left(1 + \frac{Hcv}{4} - \frac{Ocv}{2}\right) x ([CO_2] + [CO] + K_1 x [HC])} \quad (1)$$

където: [ ] – измерени концентраций в обемни %;

K_1 - константа за определяне на HC

Hcv – отношение на въглеводородите в горивото;

Ocv – отношение на въглеродните и кислородни атоми в състава на горивото.

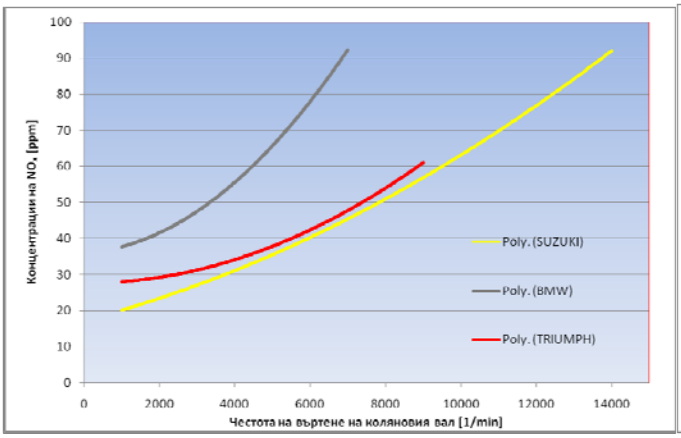
Снети са характеристики на празен ход при честоти на въртене на коляновия вал от 1000 до номинална честота за съответния двигател. Обработените графики са показани на фигури 1 до 6.

Характеристиката на празен ход дава зависимостта на часовия разход на гориво от честотата на въртене на коляновия вал при работа на двигателя на празен ход ($N_e = 0$; $M_e = 0$; $P_e = 0$, и $g_e = \infty$).

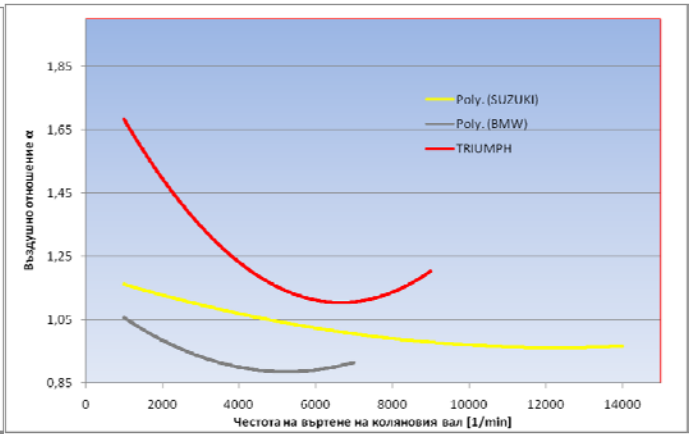
Подаването на гориво и горивна смес съответствува на устойчива работа на двигателя при празен ход на даден режим. С изменение на количеството гориво или горивна смес се изменя и честотният му режим.

При бензиновите двигатели се променя положението на дроселната клапа. Минималната честота на празен ход се получава при почти напълно затворена дроселна клапа. Тук ηh (масов коефициент на пълнене) има най- ниски стойности. Но с отварянето на дроселната клапа и с повишаване на честотата на въртене ηh нараства, достигайки максималната си стойност при nmax на празен ход, когато дроселната клапа е напълно отворена. Въздушното отношение α се увеличава при отваряне на дроселната клапа до определена стойност.

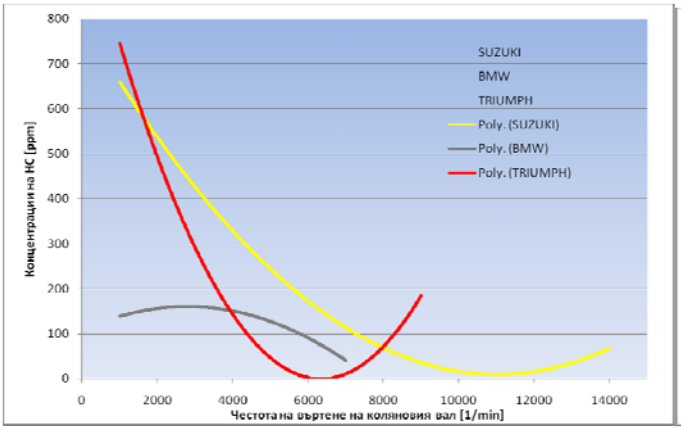
Характеристиката на празен ход служи за определяне на минималната устойчива и максималната честота на въртене на двигателя и за извършване на съответните регулировки на горивната апаратура, както и за определяне на часовия разход на гориво при работа на празен ход. В определена степен характеристиката на празен ход е също и критерий за оценка степента и качеството на разработване на двигателите.



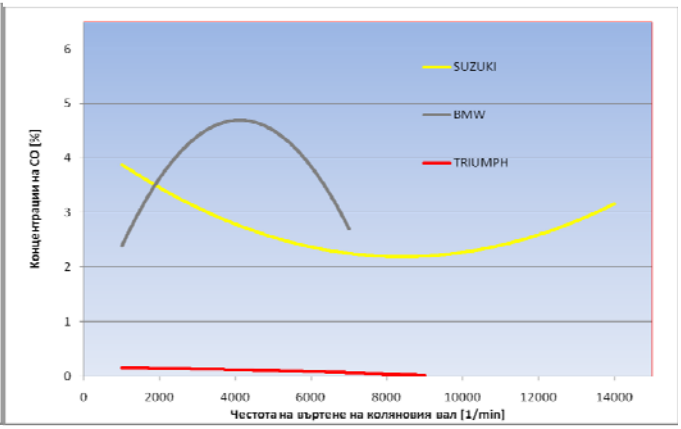
Фиг.1 Изменение на NOx



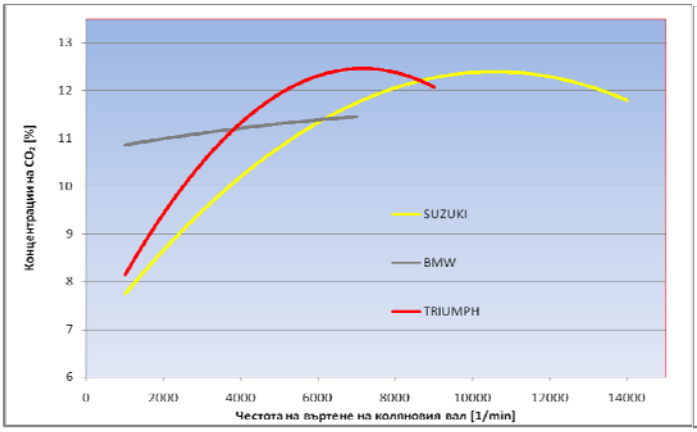
Фиг.2 Изменение на α



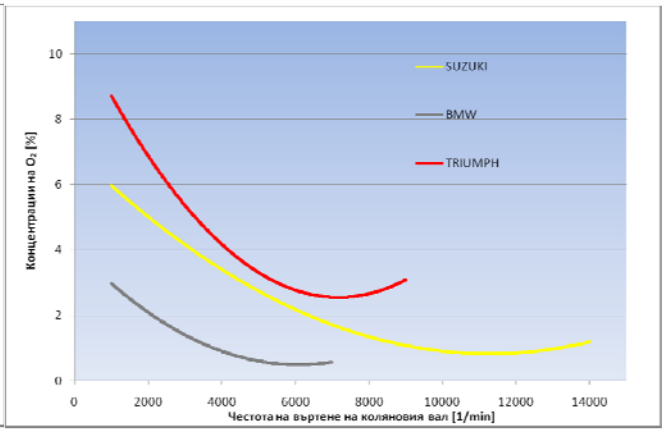
Фиг.3 Изменение на HC



Фиг.4 Изменение на CO



Фиг.1 Изменение на CO_2



Фиг.2 Изменение на O_2

3. Заключение:

При измерване на азотните оксиди най – високи стойности се получават при BMW, като при високите честоти на въртене на коляновия вал се получава най – голяма разлика (BMW – при 7000 min^{-1} - 94 ppm), а Suzuki и Triumph около 40 ppm. Това е в резултат на използваната система за охлаждане на двигателя.

Въздушното отношение (α) при мотоциклетите със системи за впръскване на гориво е в граници около 1.05 – 1.1 при ниски честоти на въртене на коляновия вал и сместа се обогатява (α<1) при увеличаване на честотата на въртене на КВ. Това е така тъй като за получаването на максимална мощност бензиновите двигатели изискват богати гориво-въздушни смеси.

Мотоциклетът Triumph в целия честотен диапазон работи с бедни смеси или със смеси при които α ≈ 1. Това се дължи на специфична настройка на карбураторите.

Концентрациите на HC имат високи стойности при ниските честоти на въртене на коляновия вал с приблизителни стойности около 600-700 ppm, като при достигане на номинални честоти на въртене на коляновия вал концентрациите на въглеводороди намаляват с почти 10 пъти.

Концентрациите на CO имат най-ниски стойности при мотоциклета TRIUMPH, което показва най-добър горивен процес с почти пълно окисление на въглеродния окис. Това се потвърждава и от концентрациите на CO_2, като най високи стойности се получават при мотоциклета TRIUMPH CO_2=12,5% при 8000 min^{-1}. Азотните окиси се увеличават с увеличаване на честотата на въртене на коляновия вал, като достигат максимални стойности от около 90 ppm, което е в следствие на по-високите температури в горивната камера на двигателя.

"Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са извършени по проект НП-18 в рамките на присъщата на ТУ-Варна научно-изследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет"

Литература:

1. John Haynes. Motorcycle basics techbook
2. Shugurov L. Savremenni motocikleti, Sofia, 1976г.
3. *Service Manual* for Suzuki *GSX-R 600 2004* to Suzuki *GSX-R 600* 2005 motorcycles.
4. Triumph Triples & Fours (carburettor engines) '91 to '04 (Haynes Service & Repair Manuals) August 1, 2007.
5. 1993 – 2000 BMW R 1100 RT & R 1100 RS Service manual, München.
6. Proposed New Emissions Standards for Two-and Three-Wheeled Vehicles in Europe, Policy Update Number 9 November 8, 2010
7. Rumen Zh. Stoyanov, Ivan E. Ivanov, Ivaylo D. Bakalov; "Metodi i sredstva za namalyavane na emisiite na vrednite gazove na korabnite dizelovi dvigateli“; NAUCHNA KONFERENTSIYA S MEZHDUNARODNO UCHASTIE "MATTEH 2012", 22 - 24 noemvri 2012 g.; ISSN: 1314-3921 str. 236 - 242 (Sbornik nauchni trudove Tom 2 - Shumenski Universitet "Episkop K. Preslavski")

За контакти: PhD Eng. Radostin Dimitrov, Technical University of Varna, Department “Automotive engineering”, Varna, Bulgaria, e-mail: r_dimitrov@tu-varna.bg

Докладът е рецензиран.

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА УСКОРЕНИЯТА ДЕЙСТВАЩИ ВЪРХУ ПЪТНИЦИТЕ В АВТОМОБИЛНИЯ И ЖЕЛЕЗОПЪТНИЯ ТРАНСПОРТ

Николай Павлов[1], **Диана Дацова**[2]

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE ACCELERATIONS ACTING ON PASSENGERS IN ROAD AND RAIL TRANSPORT

Nikolay Pavlov[1], **Diana Dacova**[2]

Abstract. This research work presents results for accelerations acting on passengers when traveling by car and by train to the uniform destination. The chosen destination has a large number of curves on the road, as well as on the rail track. A triaxial accelerometer placed on the passenger seat is used to measured accelerations. Measured analog signals are converted to digital by a data acquisition device and recorded on a hard disk drive of a mobile computer. The results are processed and assessing their impact on comfort is made. A comparison of the results obtained for both modes of transport was made.
Keywords: ride comfort, seat acceleration, spectral density, root mean square.

1. Въведение:

При пътуване с различните видове транспорт, върху пътниците действат ускорения с различни големини, честоти и направления. При наземните видове транспорт, при потегляне и спиране, както и при увеличаване и намаляване на скоростта върху пътниците действат надлъжни ускорения. При завиване пътниците са подложени на действието на напречни ускорения. Вертикалните ускорения се пораждат следствие на движението на транспортните средства по пътните неравности, а също и при спускане и изкачване на наклони. Различните видове наземни транспортни средства имат различни динамични качества, обусловени както от техните особености, така и от особеностите на пътя, по който се движат. Така например анализът на литературните източници [1, 2, 3, 4, 5] показва, че коефициентът на сцепление на пневматичните гуми със сух асфалтов път в добро състояние е два, а в някои случаи и повече пъти по-голям от коефициента на сцепление на колелата с релсите. Това е причина максималните възможни надлъжни ускорения при потегляне, спиране или рязка промяна на скоростта при влаковете да имат по-ниски стойности от тези при автомобилите и автобусите.

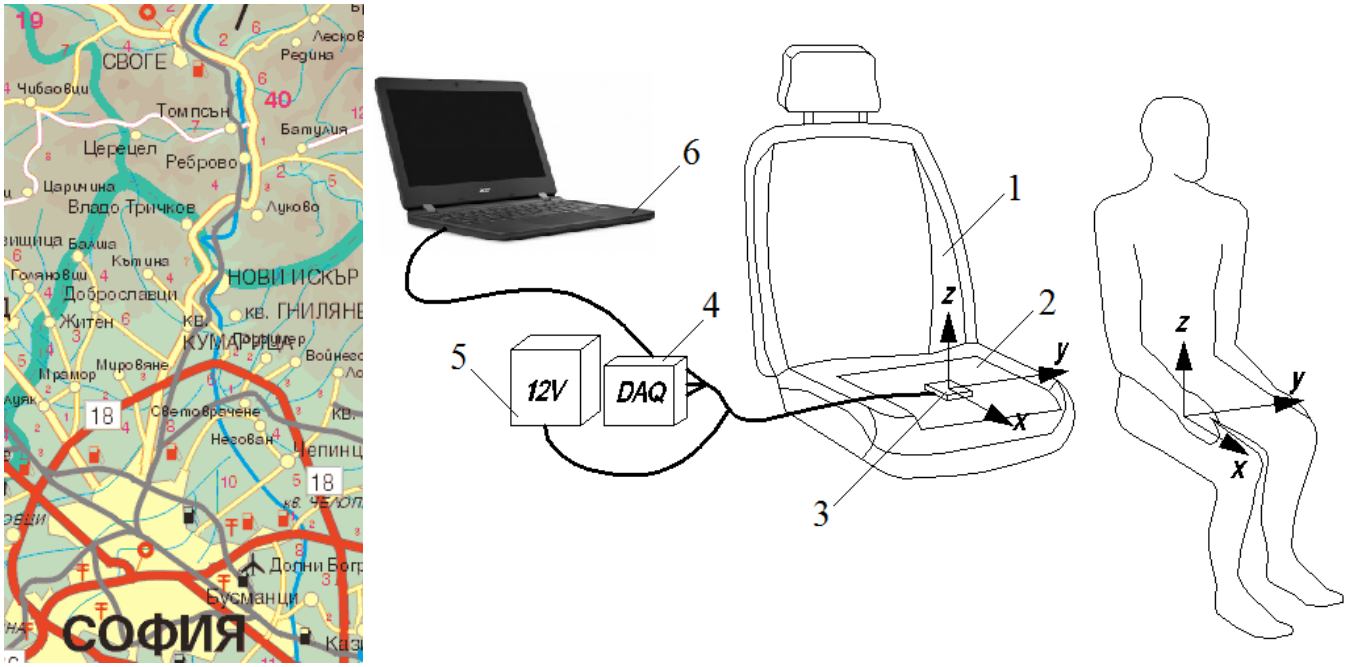
Минималните радиуси на кривите на железния път имат по-големи стойности от радиусите на завоите на автомобилните пътища, а надвишенията на външната релса са по-големи от виражите на автомобилните пътища при един и същ радиус. Освен това ограничението на скоростта на движение в криви се спазва по-стриктно от машинистите, тъй като в противен случай подлежат на наказания. При движение с автомобил, въпреки наложените ограничения с пътни знаци, обикновено скоростта на преодоляване на завоите зависи от преценката на водача съобразно неговите възможности. Това води до по-големи стойности на напречните ускорения, действащи върху пътниците.

Вертикалните ускорения зависят основно от характеристиките на окачването и профила на пътя. Надлъжният профил бива два вида – макро- и микропрофил. Макропрофилът е с дължина на вълната над 100 m и зависи от големините на наклоните, които при автомобилните пътища имат по-големи стойности в сравнение с железните, и дължините на участъците, в които има наклон. Надлъжният микропрофил (с дължина на вълната 0,1÷100 m) на автомобилните асфалтови пътища обикновено има случаен характер. При железния път освен случайния характер, в участъците в които е положен наставов път има и детерминиран характер, като честотата на въздействията зависи от дължината на релсите и скоростта на движение на влака.

Целта на настоящата работа е да се измерят ускоренията, действащи върху пътниците, пътуващи във влак и тези пътуващи в автомобил от една и съща начална, до една и съща крайна точка. Получените резултати да се обработят съгласно съществуващи стандарти и да се направи количествена оценка на тяхното влияние върху комфорта, както и да се сравнят резултатите за двата вида транспорт.

2. Изложение:

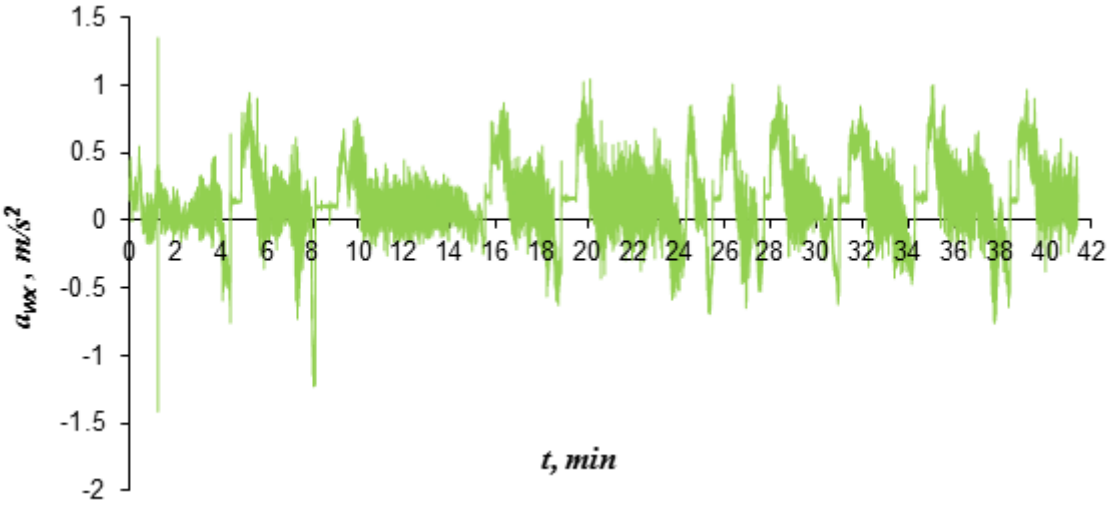
Критериите за избор на маршрути са те да бъдат близо до София, да имат по възможност по-голям брой завои и до крайната точка да има дублиращи се автомобилен и железен път. Началната точка на пътуването е гр. София, а за крайна е избран гр. Своге. И автомобилния и железопътния маршрут се характеризират с голям брой завои (криви). Маршрутите са показани на фиг. 1, а), където със сиво е означена железопътната линия, а с жълто автомобилният път.



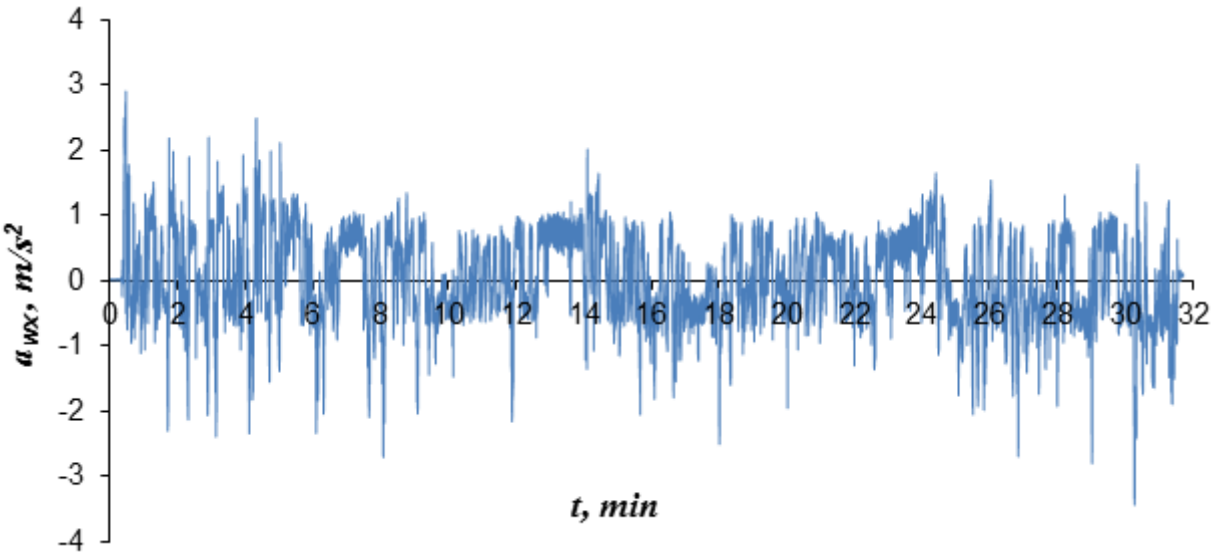
а) б)

Фиг. 1. Маршрути (а) и апаратура, използвана за измерване на ускоренията (б). 1 – седалка на транспортното средство; 2 – твърда опора; 3 – триосов акселерометър; 4 – устройство за събиране на данни; 5 – захранване; 6 – мобилен компютър.

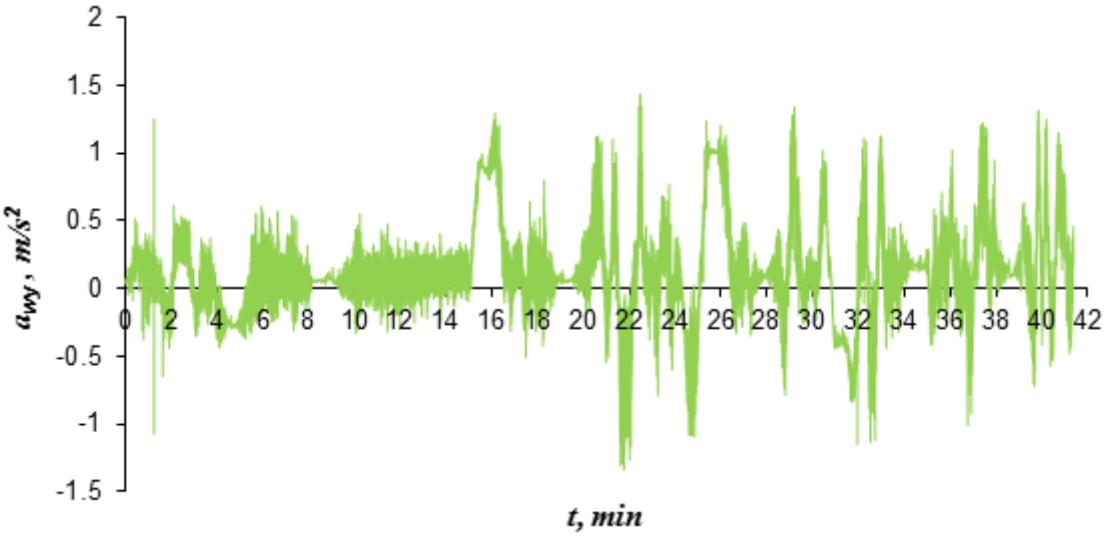
На фиг. 1, б) е показана схема на използваната апаратура за измерване на ускоренията, действащи върху пътниците. На седалката (1) се поставя твърда опора (2) върху която е закрепен възприемателят за ускорение (3). Неговият чувствителен елемент е капацитивен микромеханичен акселерометър, измерващ ускоренията по трите оси – *x*, *y* и *z*. Обхватът му на измервене е ± 2 *g*, в честотния диапазон 0÷200 *Hz*. Сигналите за големините на ускоренията от възприемателя постъпват в устройството за събиране на данни (4), където се преобразуват в цифров вид и се подават за запис на твърдия диск на мобилния компютър (6). Записите на ускоренията са показани на фиг. 2 до фиг. 7.



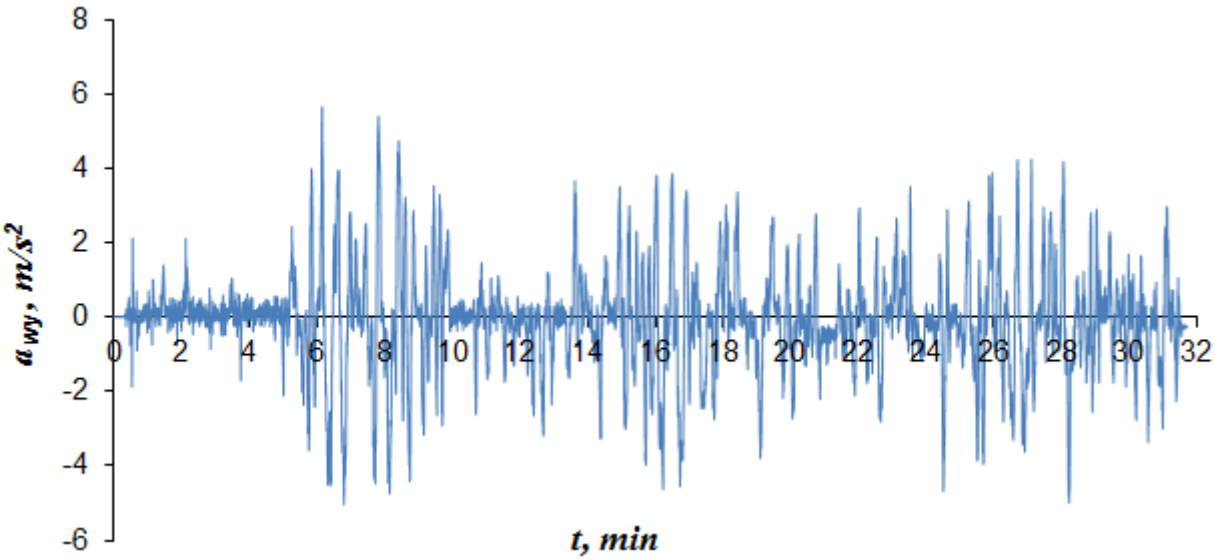
Фиг. 2. Надлъжни ускорения (a_{wx}) измерени във влака.



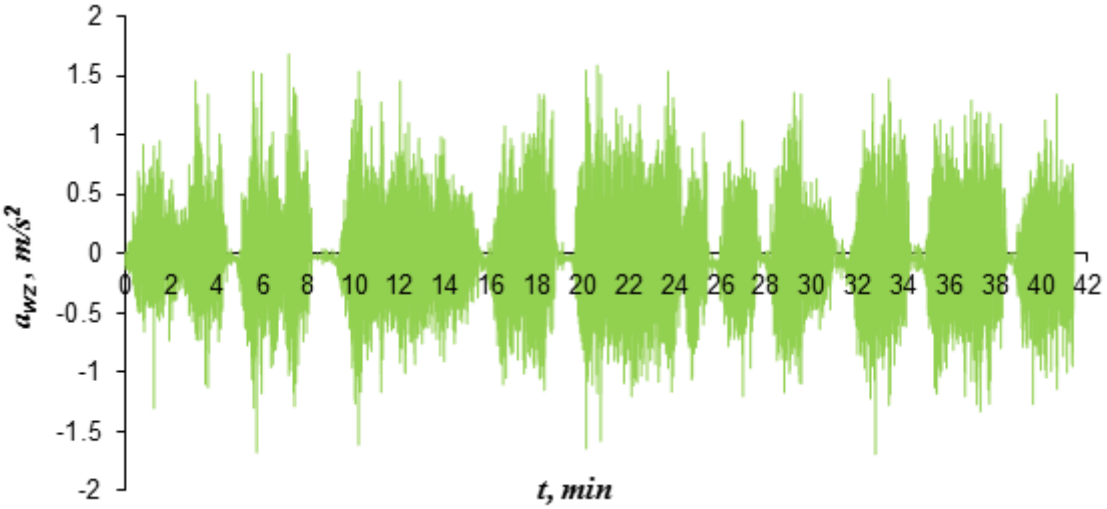
Фиг. 3. Надлъжни ускорения (a_{wx}) измерени в автомобила.



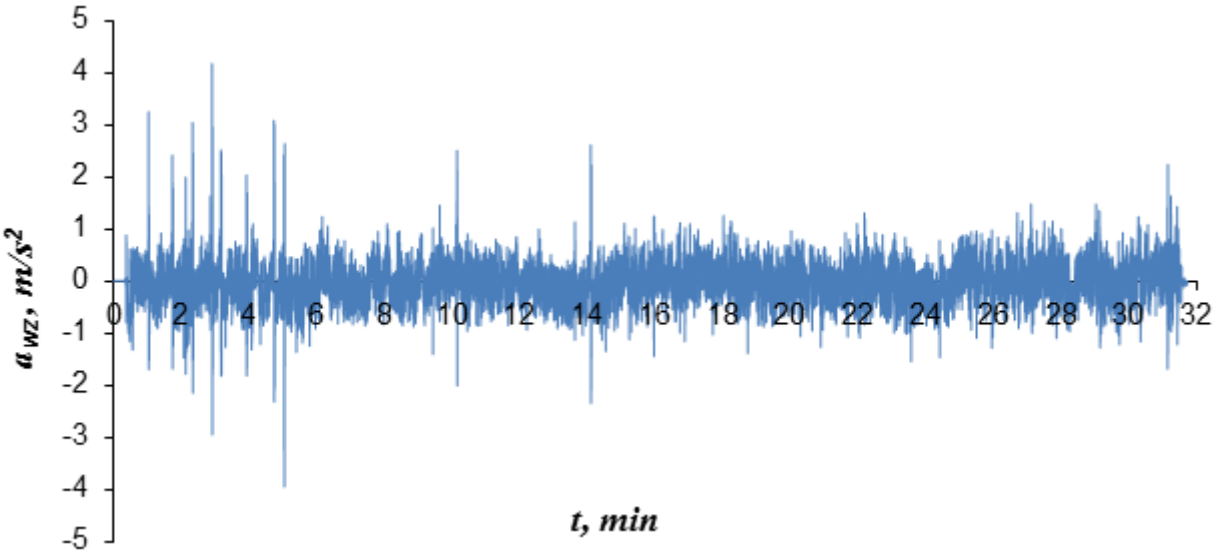
Фиг. 4. Напречни ускорения (a_{wy}) измерени във влака.



Фиг. 5. Напречни ускорения (a_{wy}) измерени в автомобила.

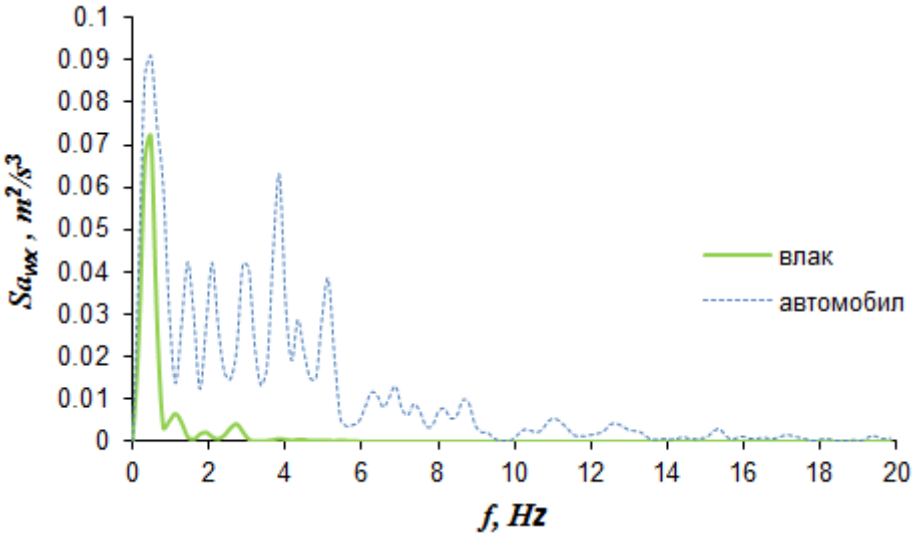


Фиг. 6. Вертикални ускорения (a_{wz}) измерени във влака.

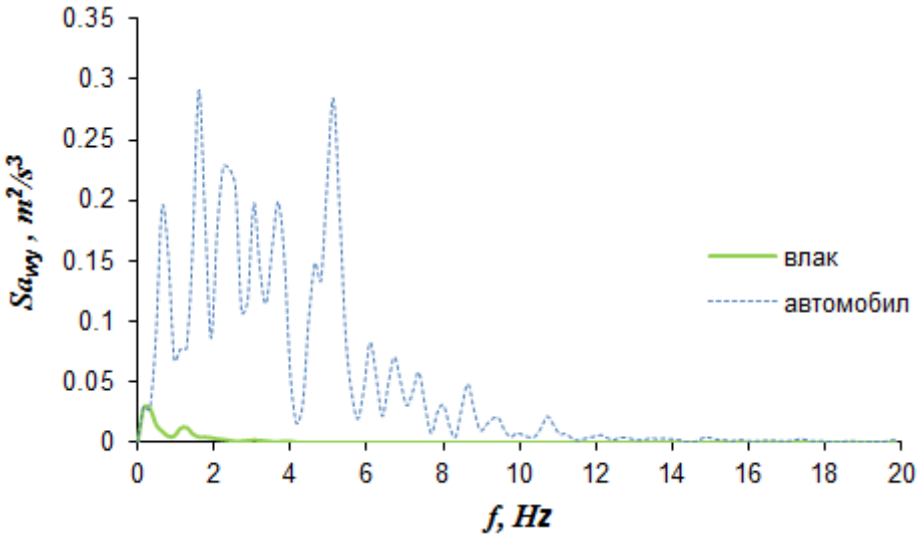


Фиг. 7. Вертикални ускорения (a_{wz}) измерени в автомобила.

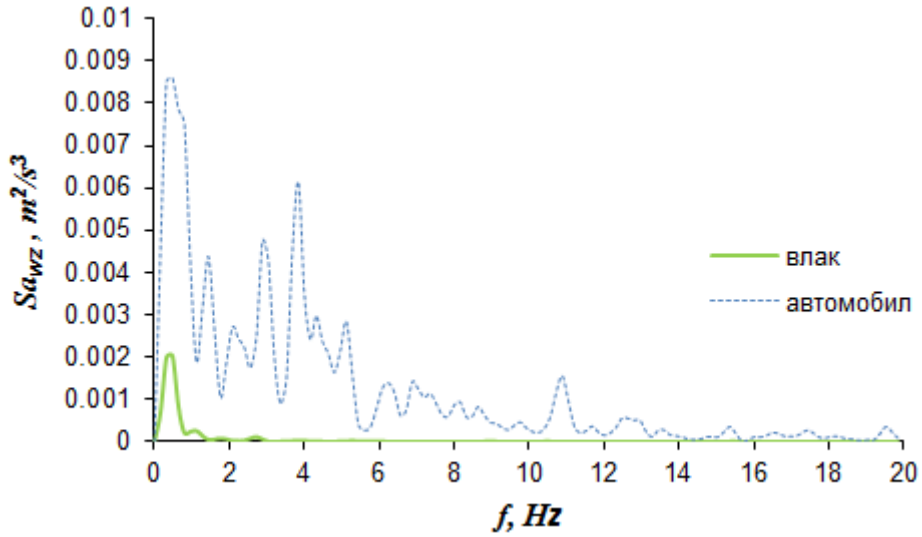
На записите се вижда, че максималните стойности на ускоренията измерени в автомобила са по-големи от тези във влака, като това важи и в трите направления - по *x*, *y* и *z*. Резултати от сравнението на спектралните плътности на ускоренията във влака и автомобила по осите *x*, *y* и *z* са показани съответно на фиг. 8, 9 и 10.



Фиг. 8. Спектрална плътност на надлъжните ускорения (Sa_{wx}).



Фиг. 9. Спектрална плътност на напречните ускорения (Sa_{wy}).



Фиг. 10. Спектрална плътност на вертикалните ускорения (Sa_{wz}).

От фигурите се вижда, че спектралните плътности на ускоренията, измерени във влака имат по-ниски стойности от тези в автомобила, като това е валидно за ускоренията и по трите оси. Освен това те имат ясно изразен само един екстремум в областта на ниските честоти (под 1 *Hz*), докато тези на автомобила имат по няколко съизмерими екстремума в дипазона 0÷6 *Hz*, както и други по-малки в зоната на по-високите честоти. Единствено в надлъжно направление (фиг. 8) максималната стойност на спектралната плътност на ускоренията във влака се доближава до тази в автомобила. Причината за това е, че влакът, на който са извършени експериментите, спира на девет междинни спирки в участъка София-Своге (най-ясно се вижда на фиг. 6) и поради това има повече колебания в скоростта на движение. Ако се избере директен влак, най-вероятно и този показател (Sa_{wx}) ще понижи значително стойностите си.

Според международния стандарт ISO 2631-1:1997 [6], който през 2004 г. е въведен под наименованието БДС ISO 2631-1:2004, като български стандарт, чрез превод на български език, основният метод за оценяване на интензивността на трептенията използва претеглената средноквадратична стойност (root mean square – r.m.s.) на ускорението:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}, \; m/s^2,$$

където T е продължителността на измерването в секунди, a_w е претегленото ускорение като функция на времето (фиг. 2 ÷7), в m/s^2.

При оценяване на влиянието на трептенията върху комфорта, в стандарта ISO 2631-1 се препоръчва използването на общата претеглена r.m.s. стойност на ускорението. Тя представлява векторната сума на претеглените ускорения по трите направления (оси) на правоъгълна координатна система [6, 7]:

$$a_v = \left(a_{wx}^2 + a_{wy}^2 + a_{wz}^2\right)^{\frac{1}{2}}, m/s^2,$$

където a_{wx}, a_{wy}, a_{wz} са претеглените r.m.s. стойности на ускоренията по взаимноперпендикулярните оси.

Резултатите се сравняват с дадените стойности в таблица 1 [6].

Таблица 1. Нива на комфорт.

r.m.s. (m/s^2)	**Реакция**
по-малко от 0,315	не е дискомфортно
от 0,315 до 0,63	малко е дискомфортно
от 0,5 до 1,0	почти е дискомфортно
от 0,8 до 1,6	дискомфортно
от 1,25 до 2,5	твърде дискомфортно
Повече от 2	извънредно дискомфортно

Забележка: стойностите се припокриват поради субективните възприятия за комфорт. Оценката трябва да става от долу нагоре на таблицата. Например за r.m.s.=1,3 трябва да се оценява като „твърде дискомфортно“ а не като „дискомфортно“.

В таблица 3 са показани получените резултати за претеглените средноквадратични стойности (r.m.s.) на ускоренията за всяка от осите (a_{wx}, a_{wy}, a_{wz}), както и за общата претеглена средноквадратична стойност a_v.

Таблица 2. Сравнение на получените резултати.

r.m.s.	**Транспортно средство**	**Стойност, (m/s^2)**	**Реакция**
a_{wx}	влак	0,2959	не е дискомфортно
	автомобил	0,6551	почти е дискомфортно
a_{wy}	влак	0,3536	малко е дискомфортно
	автомобил	1,3643	твърде дискомфортно
a_{wz}	влак	0,2611	не е дискомфортно
	автомобил	0,3328	малко е дискомфортно
a_v	влак	0,5299	почти е дискомфортно
	автомобил	1,5496	твърде дискомфортно

Средноквадратичните стойности на ускоренията по всяка една от осите, както и общата средноквадратична стойност са по-големи при пътуване с автомобил. Най-голяма е разликата в стойностите, получени в напречно направление и това води до увеличаване на общата стойност a_v в границите на твърде дискомфортна реакция.

3. Заключение:

От получените резултати за ускоренията, които действат върху пътниците, пътуващи с автомобилен и железопътен транспорт от една и съща начална, до една и съща крайна точка се вижда, че максималните стойности на тези получени във влака са доста по-ниски от тези получени при пътуване в автомобил. Спектралните плътности на ускоренията във влака също имат по-ниски стойности и в трите взаимноперпендикулярни направления. Освен това броят на екстремумите в графиките на спектралните плътности на ускоренията, действащи върху пътниците в автомобила са значително повече от тези на ускоренията във влака. При прилагане на основният метод за оценяване на интензивността на трептенията според стандарта ISO 2631:1997, използващ претеглената средноквадратична стойност на ускоренията се отчитат по-високи нива на комфорт в железопътния транспорт. Най-голяма е разликата в стойностите на претеглената r.m.s. стойност на напречните ускорения. При пътуване с автомобила тя е почти четири пъти по-голяма от стойността им при пътуване с влака. Това донякъде се дължи и на по-високите скорости и съответно по-малкото време за пътуване с автомобил, но като се има предвид, че това е едно от основните предимства на автомобилния транспорт, от което малко хора биха се отказали, единственото решение не е в намаляването на скоростта на движение в завоите. Трябва да се търсят други решения на проблема, като например нови системи за активно окачване на автомобила, позволяващи наклоняване на каросерията му към центъра на завоя, или системи за наклоняване на седалките на пътниците.

Благодарности:

Настоящето изследване е извършено с финансовата подкрепа на Фонд „Научни изследвания“ към МОН, в рамките на проект № ДМ 07/8 от 17.12.2016 г.

Литература:

1. Dimitrov, St., L. Kunchev (2016). *Motor vehicle theory.* Sofia, TU – Sofia, In Bulgarian.
2. Balgaranov, L. (2009). *Electric Transport.* Sofia, In Bulgarian.
3. Krystev O., K, Velkov (2014). *Railway traction*. Sofia, TU – Sofia, In Bulgarian.
4. Petkov, P. (2016). *Automotive engineering I.* Sofia. VTU - Todor Kableshkov, In Bulgarian
5. Popp, K., W. Schiehlen (2003). *System Dynamics and Long-Term Behaviour of Railway Vehicles*, Berlin, Springer.
6. ISO 2631-1 (1997). *Mechanical vibration and shock – evaluation of human exposure to whole body vibration – part 1: General requirement.* International Organization for Standardization.
7. Mansfield, N. (2005). *Human Response to Vibration*. New York, CRC Press.

За контакти: Assist. prof. PhD Eng. Nikolay Pavlov, Technical University of Sofia, Department “Combustion Engines, Automobile Engineering and Transport”, 8 St.Kliment Ohridski Boulevard, Sofia, Bulgaria, phone: 02/965-25-42, e-mail: npavlov@tu-sofia.bg

Докладът е рецензиран.

ПЕРСПЕКТИВИТЕ ЗА ИЗПОЛЗВАНЕ НА ВОДА-БИО ГОРИВО-ВЪЗДУШНАТА ЕМУЛСИЯ В ДИЗЕЛОВИ ДВИГАТЕЛИ

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДО-БИО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

PROSPECTS OF USE OF WATER BIO-FUEL EMULSION IN DIESEL ENGINES

В.Ф. Калинин, В.А. Марков, С.А. Нагорнов, А.Н. Зазуля, Е.Ю. Левина

Abstract. The use of water-fuel emulsion (WFE) is constrained by the reduced lubricity of SPO-ability of such fuel, the problems associated with the instability and lack of long-term storage of emulsions, as well as the high cost emulsifiers. You need to maintain the ability of WFE to decrease-press the concentration of nitrogen oxides, but to increase the lubricity of mixed fuel and to reduce hydrocarbons and carbon monoxide in the exhaust gases. This is accomplished by mixing the diesel fuel, water, and biodiesel. To produce a water-bio-fuel emulsion applied to a rotary-pulsed apparatus. Evaluated opportunities to reduce emissions of toxic components from the exhaust gases is obtained by water-bio-fuel emulsion and diesel fuel on the basis of experimental tests.
Key words: diesel, biodiesel, water and bio-fuel emulsion.

ВВЕДЕНИЕ

Мировые топливно-энергетические ресурсы, в том числе запасы нефти, ограничены, что, в условиях постоянно растущих цен на продукты нефтепереработки и возрастающего их потребления, ставит перед учёными задачу повышения эффективности использования нефтяных топлив, с одной стороны, и поиск альтернативных моторных топлив – с другой [1]. В соответствии с современной стратегией защиты окружающей среды немаловажной задачей является улучшение экологических показателей моторных топлив при работе двигателей внутреннего сгорания. В нашей стране одним из основных потребителей нефтяного топлива является агропромышленный комплекс, при этом для сельскохозяйственной техники требуется преимущественно дизельное топливо.

Для решения задач повышения эффективности использования нефтепродуктов и их экономии, а также повышения экологической безопасности работы автотранспорта разрабатываются и апробируются альтернативные моторные топлива, например, биодизельное топливо, эмульгированное топливо. Установлено, что использование водно-топливной эмульсии (ВТЭ) в тепловых двигателях приводит к понижению количества токсичных выбросов в отработанных газах. Водно-топливная эмульсия известна в Европейских странах, как «белое топливо». Попытки совместить жидкое топливо (дисперсионную среду) и воду (дисперсную фазу) делались со времени появления автомобильного транспорта. Однако широкое применение ВТЭ до сих пор является проблематичным в связи с негативными факторами, которые может оказывать вода на работу двигателя. Возникает необходимость устранения этих негативных факторов при сохранении улучшенных экологических свойств эмульгированного топлива по сравнению с обычным моторным топливом.

Анализ известных эмульгированных моторных топлив, технологий их получения и результатов влияния на эксплуатационные и экологические показатели работы дизеля, показал, что данная тема на сегодняшний день ещё окончательно не изучена. До настоящего времени не предложены состав и технология получения эмульгированного топлива, удовлетворяющего требованиям энергоэффективности, стабильности, снижения содержания вредных веществ в отработавших газах, а также требованиям, предъявляемым к работе топливной аппаратуры транспортного

средства. Для решения указанных насущных проблем проведено исследование, связанное с получением нового моторного топлива с улучшенными эксплуатационными и экологическими показателями по сравнению с обычным дизельным топливом (ДТ) за счёт эмульгирования дизельного топлива водой и добавлением биодизельного топлива в водно-топливную эмульсию.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Основной задачей совершенствования экологических показателей дизельных двигателей является снижение выбросов с отработавшими газами (ОГ) их основного токсичного компонента – оксидов азота, на долю которых приходится до 95% суммарной токсичности ОГ. Образование оксидов азота NO_x в КС дизеля происходит с поглощением теплоты, поэтому определяющее влияние на эмиссию этого токсичного компонента с ОГ оказывает температура сгорания. Для снижения содержания оксидов азота в ОГ дизелей необходимо снижать максимальные температуры сгорания топлива. Это достигается при использовании эмульгированных топлив – эмульсий дизельного топлива (ДТ) и воды (водно-топливных эмульсий – ВТЭ).

Для оценки возможности улучшения экологических показателей при использовании ВТЭ проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) на чистом ДТ и на эмульсиях ДТ и воды с содержанием последней от 0 до 15% по объему. Для получения эмульсий ДТ и воды использованы эмульгирующие устройства роторного типа для создания импульсных колебаний, разработанные авторами (конструкция которых защищена патентами РФ на изобретения №№ 2317141, 2317142, 2424047).

Для получения стойких водотопливных эмульсий этих компонентов применен эмульгатор (ПАВ) – алкенилсукцинимид мочевины (СИМ). Он представляет собой вязкую, прозрачную, растворимую в углеводородах жидкость светло-коричневого цвета. Содержание ПАВ в ВТЭ не превышало 0,5 % (масс.). Полученные эмульсии были достаточно стабильны: расслоение эмульсии на две фракции происходило лишь после нескольких недель хранения. Однако первоначальные вид и свойства эмульсии восстанавливались путем ее простого взбалтывания. Свойства исследуемых топлив представлены в таблице 1.

Таблица 1. Свойства ДТ, воды и эмульгированных топлив

Физико-химические свойства	Топлива			
	ДТ	Вода	92,5% ДТ+7,5% воды	85,0% ДТ + 15,0% воды
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	998,2		
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,800	1,006		
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	72,7	-	-
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	-	39,3	36,1
Цетановое число	45	-	-	-
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,30	-	11,51	10,89
Содержание, % по массе				
C	87,0	-	80,5	74,0
H	12,6	-	11,6	10,7
O	0,4	-	0,4	0,3
H_2O	0	100	7,5	15,0
Общее содержание серы, % по массе	0,200	0,000	0,185	0,170

Примечание: «-» – параметр не приведен

При определении низшей теплоты сгорания эмульсий H_U применялась эмпирическая формула Д.И. Менделеева в виде

H_U=[81 C + 246 H – 26 (O–S) – 6 W]·4,1868, кДж/кг,

где C, H, O, S, W – содержание соответственно углерода, водорода, кислорода, серы и воды W, % (масс.). Последняя формула, записанная для массовых долей C, H, O, S, W, принимает вид

H_U=33913 C + 102995 H – 10886 O +10886 S – 2512 W, кДж/кг.

Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива (L_o и l_o), определялось из выражений

L_o=(1/0,21) · (C/12 + H/4 - O/32), кмоль воздуха/кг топлива

и $l_o=L_o \cdot \mu_в$, кг воздуха/кг топлива,

где $\mu_в$ =28,93 – молекулярная масса воздуха.

Испытания дизеля Д-245.12С проведены на моторном стенде при неизменном положении упора дозирующей рейки ТНВД с постоянным штатным УОВТ, равным $\theta = 13^o$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (п.к.в. до ВМТ). Испытания проведены на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ) дизеля в диапазоне частот вращения n от 1000 до 2400 мин$^{-1}$.

Результаты испытаний дизеля Д-245.12С на режимах ВСХ, представленные на рисунке 1, свидетельствуют о том, что перевод дизеля с ДТ на ВТЭ не приводит к существенному изменению часового расхода топлива $G_т$ (за исключением режимов с n < 1400 мин$^{-1}$), но из-за пониженного содержания горючих компонентов (углерода С и водорода Н) в ВТЭ при их использовании мощностные показатели дизеля заметно снижаются. Так, при переводе дизеля с ДТ на эмульсию, содержащую 85 % ДТ и 15 % воды, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ крутящий момент M_e снизился от 355 до 305 Н·м, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ – с 271 до 231 Н·м (таблица 2).

С ростом концентрации воды в ВТЭ C_{H2O} от 0 до 7,5 % коэффициент избытка воздуха α сначала заметно увеличивается: на режиме максимального крутящего момента при n=1500 мин$^{-1}$ – от 1,67 до 2,14, а на режиме максимальной мощности при n=2400 мин$^{-1}$ – от 2,28 до 2,78 (см. рис. 1 и табл. 2). При дальнейшем росте C_{H2O} до 15,0 % несмотря на снижение содержания в эмульсии горючих компонентов (углерод С и водород Н) коэффициент избытка воздуха α изменяется незначительно. Это вызвано снижением температуры ОГ при росте C_{H2O}, падением эффективности системы газотурбинного наддува и уменьшением подачи воздуха в цилиндры двигателя.

Пониженное содержание горючих компонентов в эмульсиях (их пониженная теплотворная способность) при питании дизеля этими ВТЭ приводило к росту удельного эффективного расхода топлива g_e (см. рис. 1 и табл. 2). Однако при этом эффективность сгорания, характеризуемая эффективным КПД η_e, на большинстве режимов даже повышалась. Так, на режиме максимального крутящего момента при n=1500 мин$^{-1}$ переход с ДТ на ВТЭ с содержанием воды C_{H2O} 7,5 и 15,0 % привел к росту η_e от 0,386 до 0,402, а на режиме максимальной мощности при n=2400 мин$^{-1}$ эффективный КПД η_e сначала повысился от 0,332 до 0,342, а затем снизился до 0,327. Использование ВТЭ позволило снизить дымность ОГ. Так, при переходе от ДТ на эмульсию с содержанием воды C_{H2O} = 15,0% на режиме максимального крутящего момента при n=1500 мин$^{-1}$ дымность ОГ K_x снизилась от 28,0 до 18,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимальной мощности при n=2400 мин$^{-1}$ – от 16,0 до 8,5% по шкале Хартриджа (см. рис. 1 и табл. 2).

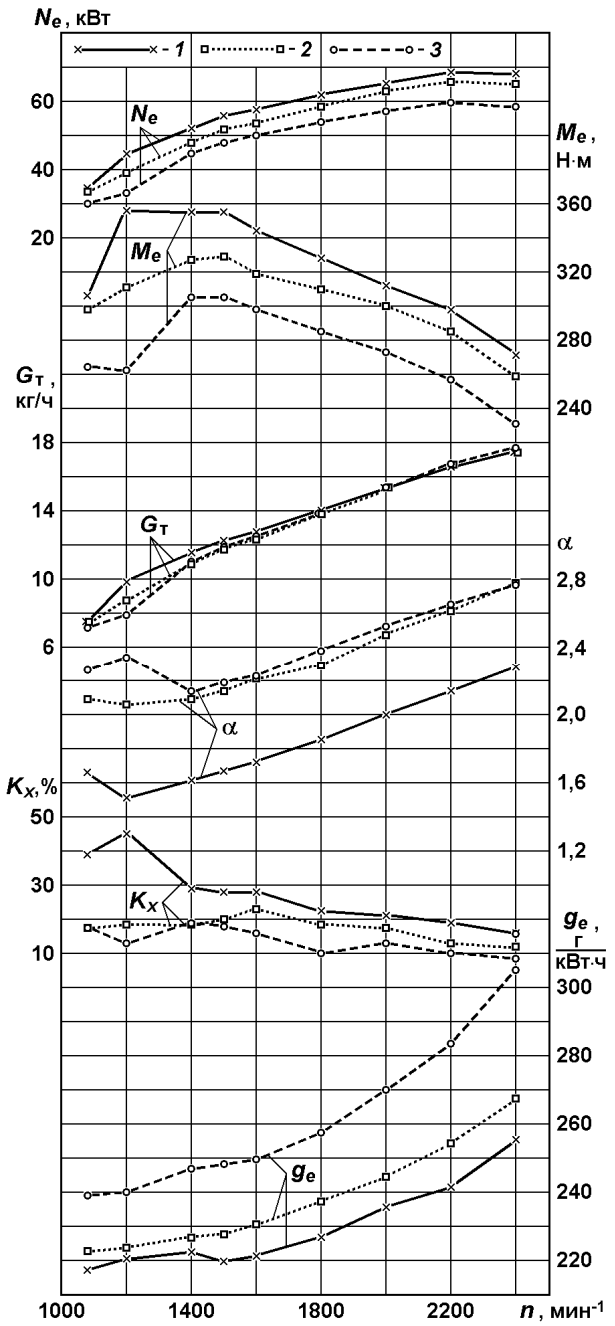


Рисунок 1. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n дизеля Д-245.12С на режимах ВСХ: 1 – ДТ; 2 – эмульсия 92,5 % ДТ и 7,5 % воды; 3 – эмульсия 85,0 % ДТ и 15,0 % воды

Таблица 2. Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на ДТ и ВТЭ

Показатели дизеля	Вид топлива		
	ДТ	92,5% ДТ + 7,5% воды	85% ДТ + 15% воды
Часовой расход топлива $G_т$, кг/ч:			
- на режиме максимальной мощности	17,42	17,42	17,70
- на режиме максимального крутящего момента	12,25	11,78	11,90
Крутящий момент M_e, Н·м:			
- на режиме максимальной мощности	271	259	231
- на режиме максимального крутящего момента	355	329	305
Дымность ОГ K_x, % по шкале Хартриджа:			
- на режиме максимальной мощности	16,0	12,0	8,5
- на режиме максимального крутящего момента	28,0	20,0	18,0
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·ч):			
- на режиме максимальной мощности	255,5	267,5	305,1
- на режиме максимального крутящего момента	219,7	227,7	248,3

Эффективный КПД дизеля η_e:			
- на режиме максимальной мощности	0,332	0,342	0,327
- на режиме максимального крутящего момента	0,386	0,402	0,402
Условные (средние) показатели топливной экономичности дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла:			
- эффективный расход топлива $g_{e\,усл}$, г/(кВт·ч)	248,12	254,63	275,93
- эффективный КПД $\eta_{e\,усл}$	0,341	0,360	0,361
Интегральные удельные выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого цикла, г/(кВт·ч):			
- оксиды азота e_{NOx}	6,610	5,916	4,849
- монооксид углерода, e_{CO}	3,612	2,905	4,648
- несгоревшие углеводороды, e_{CHx}	1,638	2,730	2,522

Вид топлива оказывает заметное влияние на выброс с ОГ оксидов азота. В частности, на режиме максимального крутящего момента при n=1500 мин$^{-1}$ переход от ДТ на эмульсии содержанием воды C_{H2O} 7,5 и 15,0% привел к уменьшению концентрации C_{NOx} от 0,0750 до 0,0650 и до 0,0550%, а на режиме максимальной мощности при n=2400 мин$^{-1}$ – от 0,0495 до 0,0460 и до 0,0360%.

Тип топлива влияет и на эмиссию с ОГ продуктов неполного сгорания топлива – монооксида углерода CO и углеводородов CH_x: на режиме максимального крутящего момента при n=1500 мин$^{-1}$ переход с ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H2O} 7,5 и 15,0% сопровождается снижением концентрации C_{CO} от 0,0420 до 0,0270 и до 0,0240%. На режиме максимальной мощности при n=2400 мин$^{-1}$ при таком переходе на ВТЭ эмиссия монооксида углерода сначала уменьшается от 0,0270 до 0,0210%, а затем возрастает до 0,0240%.

Влияние типа топлива на выбросы углеводородов неоднозначно. В частности, на режиме максимального крутящего момента при n=1500 мин$^{-1}$ переход от ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H2O} 7,5 и 15,0% привел к изменению концентрации C_{CHx} от 0,0340 до 0,0570 и до 0,0325%, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ – от 0,0320 до 0,0540 и до 0,0432%.

Сводные характеристики основных показателей дизеля Д-245.12С, работающего на режимах ВСХ на эмульсиях с различным содержанием воды C_{H2O} (от 0 до 15%), представлены на рисунке 2. По рисунку 2,*а* следует отметить слабую зависимость часового расхода топлива $G_т$ от содержания воды в ВТЭ C_{H2O}, заметное снижение крутящего момента M_e при росте C_{H2O} от 0 до 15% и повышение коэффициента избытка воздуха α с увеличением C_{H2O}.

При росте содержания воды в ВТЭ C_{H2O} заметно увеличивался удельный эффективный расход топлива g_e. Однако при этом на большинстве исследованных режимов эффективный КПД дизеля η_e не снижался (рисунок 2,*б*). Переход на ВТЭ позволял заметно снизить выброс сажи. Так, на режимах ВСХ дымность ОГ K_x снижалась в целом от 35 до 50% (см. табл. 2).

Рост эффективности сгорания (эффективного КПД дизеля η_e) и снижение дымности ОГ K_x при работе на ВТЭ объясняется улучшением качества процесса смесеобразования за счет возникновения так называемых «микровзрывов», наблюдающихся при повышенных температурах в КС дизеля и обусловленных повышенной испаряемостью воды по сравнению с ДТ.

При использовании ВТЭ с большим содержанием воды возникают проблемы с организацией эффективного сгорания. В частности, при испытаниях дизеля Д-245.12С на эмульсии, содержащей 70 % ДТ и 30 % воды, не удалось организовать запуск холодного дизеля. Это объясняется тем, что температура конца сжатия была недостаточна для стабильного самовоспламенения указанной эмульсии (эта температура снижается за счет большой теплоты испарения ВТЭ).

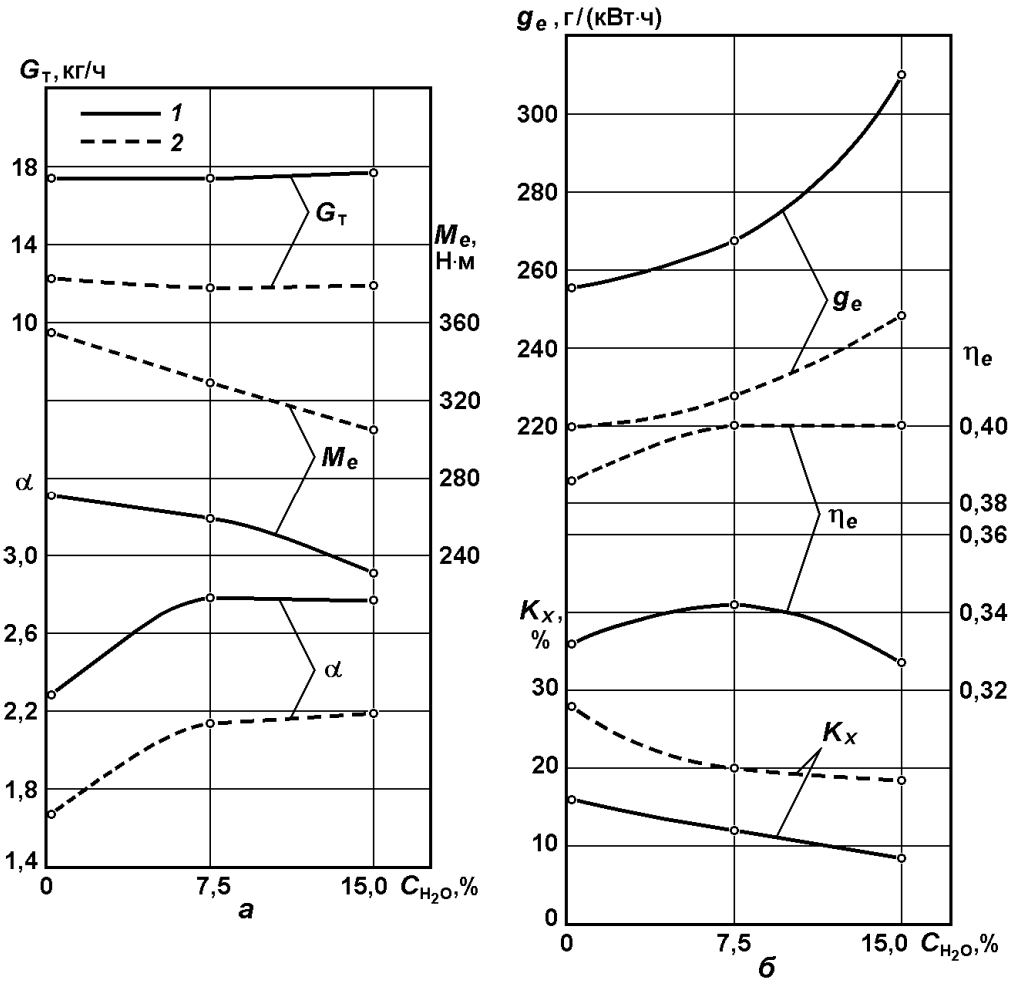


Рисунок 2. Зависимость часового расхода топлива $G_т$, эффективного крутящего момента M_e, коэффициента избытка воздуха α (*а*), удельного эффективного расхода топлива g_e, эффективного КПД η_e и дымности ОГ K_x (*б*) дизеля Д-245.12С от содержания воды C_{H2O} в ВТЭ на режимах ВСХ: 1 – на режиме максимальной мощности при n=2400 мин$^{-1}$; 2 – на режиме максимального крутящего момента при n=1500 мин$^{-1}$

По этой причине полный цикл испытаний дизеля на этой эмульсии не был закончен. Для организации работы двигателя на эмульсиях с большим содержанием воды необходима реализация мероприятий по повышению температурного уровня деталей КС и рабочей смеси. Это возможно при переходе на работу с такой эмульсией на предварительно прогретом двигателе при поздней подаче топлива (работе с уменьшенным углом опережения впрыскивания топлива), при увеличении давления наддувочного воздуха (без его охлаждения), рециркуляции части ОГ, теплоизоляции поверхностей деталей, образующих КС, и др.

Проведенные исследования подтвердили возможность оптимизации состава водотопливной эмульсии. При такой оптимизации необходимо учесть, в первую, выбросы с ОГ наиболее значимого токсичного компонента – оксидов азота, а также топливную экономичность. Причем, в предлагаемой методике оптимизации значимость этих двух частных критериев оптимальности принята одинаковой. В предложенной методике задача оптимизации состава эмульгированного топлива сводится к нахождению обобщенного мультипликативного критерия оптимальности (обобщенной целевой функции) в виде

$$\Phi_o = \eta_{e\,пр} \cdot e_{NOx\,пр}. \quad (1)$$

Поскольку эффективный КПД двигателя η_e и массовый выброс с ОГ оксидов азота C_{NOx} имеют различную размерность, то при оптимизации состава эмульгированного топлива использованы приведенные (относительные безразмерные) значения этих параметров, определяемые в виде

$$\eta_{e\,пр} = \eta_{ei} / \eta_{eo}\ ; \quad (2)$$

$$e_{NOx\,пр} = e_{NOxi} / e_{NOxo}, \quad (3)$$

где η_{ei}, e_{NOxi} – эффективный КПД двигателя и массовый выброс с ОГ оксидов азота при рассматриваемом составе эмульгированного отоплива (содержании воды в водотопливной эмульсии $C_в$); η_{eo} и e_{NOxo} – соответствующие параметры дизеля при работе дизеля на чистом ДТ (при $C_в = 0$).

Оптимизация состава эмульгированного топлива для исследуемого дизельного двигателя с использованием выражений (1), (2), (3) проведена путем изменения состава эмульгированного топлива и вычисления в каждой узловой точке значений обобщенной целевой функции Φ_o. Минимальная величина целевой функции Φ_o соответствует оптимальному составу эмульгированного топлива. С использованием описанной выше методики и указанных экспериментальных данных проведена оптимизация параметра $C_в$, результаты которой приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Оптимизация параметра $C_в$ дизеля Д-245.12, работающего на различных топливах

Содержание воды в топливе $C_в$, %	Показател и дизеля				
	$\eta_{e\,усл}$	$\eta_{e\,усл\,пр}$,	e_{NOx}, г/(кВт·ч)	$e_{Nox\,пр}$,	Φ_o,
0	0,341	1,000	6,610	1,000	1,000
7,5	0,360	1,056	5,916	0,895	0,945
15,0	0,361	1,059	4,849	0,734	0,777

Полученные результаты оптимизации свидетельствуют о том, что для дизеля типа Д-245.12С, работающего на эмульгированных топливах, с ростом содержания воды в эмульсии $C_в$ обобщенная целевая функция Φ_o монотонно уменьшается. В исследованном диапазоне изменения $C_в$ оптимальное в соответствии с выражением (1) содержание воды в водотопливной эмульсии равно $C_в$ = 15,0 %. При таком составе эмульгированного топлива достигается минимум обобщенной целевой функции Φ_o = 0,777 (см. таблицу 3 и рисунок 3). Следует, однако, отметить, что при увеличении содержания воды в водотопливной эмульсии свыше $C_в$ = 15 % становится затруднительным холодный пуск двигателя вследствие недостаточно высокого температурного уровня деталей, образующих камеру сгорания, и рабочей смеси в цилиндре вследствие высокой температуры парообразования воды. Так, если теплота парообразования при температуре кипения для нефтяного дизельного топлива по ГОСТ 305-82 составляет около 210 кДж/кг, то у воды этот параметр равен 2260 кДж/кг. Поэтому запуск двигателя, а также его остановку желательно осуществлять на чистом дизельном топливе, а затем, после прогрева двигателя, переводить его на работу на эмульгированное топливо оптимального состава. Это будет способствовать также уменьшению коррозии деталей двигателя, на которые попадает эмульгированное топливо. Работа двигателя на эмульгированных топливах также предотвращает закоксовывание распылителей форсунок и нагарообразование на деталях, образующих камеру сгорания.

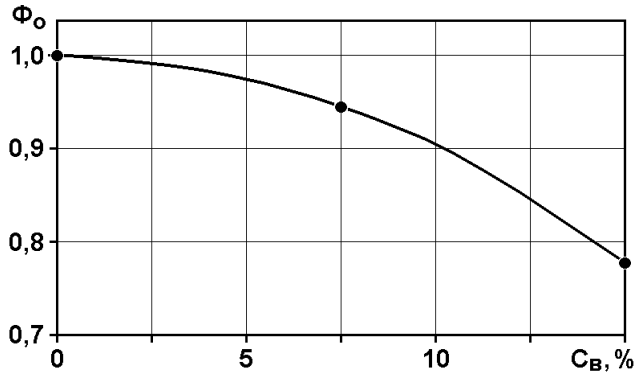


Рисунок 3. Зависимость обобщенной целевой функции от содержания воды в эмульгированном топливе

Для снижения вредных выбросов в отработавших газах, включая оксиды азота, и улучшения работы топливной аппаратуры нами предлагается использовать смесевое топливо, содержащее нефтяное дизельное топливо – до 40%, экологически более безопасное биодизельное топливо (метиловые эфиры растительных масел) – до 45% и воду – до 15%. Это топливо будет представлять собой эмульсию типа «вода в масле».

Технологическая схема получения водно-био-топливной эмульсии приведена на рисунке 4, в ходе которой, сначала приготавливается водно-топливная эмульсия, затем в ВТЭ добавляется биодизельное топливо. В начале, одновременно с помощью насосов дизельное топливо поступает из резервуара Е2, эмульгирующая система поступает из резервуара Е1, вода из резервуара Е3 в модифицированный смеситель-активатор С1, получаемая водно-топливная эмульсия попадает в резервуар Е4 и накапливается там, при закрытом вентиле В1. На втором этапе полученная ВТЭ поступает из резервуар Е4, а биодизель из резервуар Е5 в статический смесителе-активатор С2, полученная водно-био-топливная эмульсия поступает в резервуар Е6.

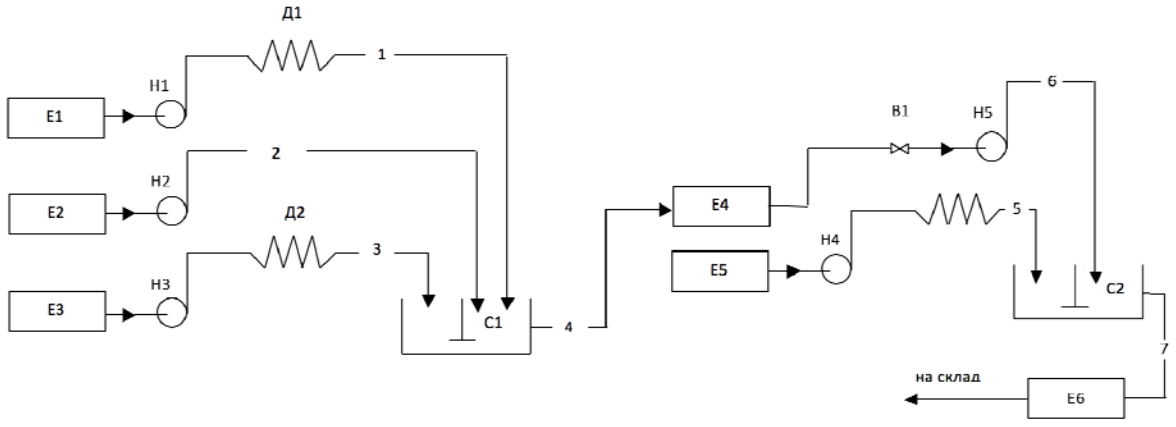


Рисунок 4 – Технологическая схема получения водно-топливной эмульсии

Основу эффективного комплексного процесса получения водно-био-топливной эмульсии составляет комплексное механическое воздействие в статическом смесителе-активаторе, усиливающее процесс смешивания жидкостей, при этом происходит разрыв межмолекулярных связей и образование новых химических связей, приводящих к необратимому изменению свойств и состава жидкости, в результате чего происходит улучшение физико-химических параметров топлива, его эксплуатационных и экологических свойств. Разработанный комбинированный смеситель-активатор представлен на рисунке 5.

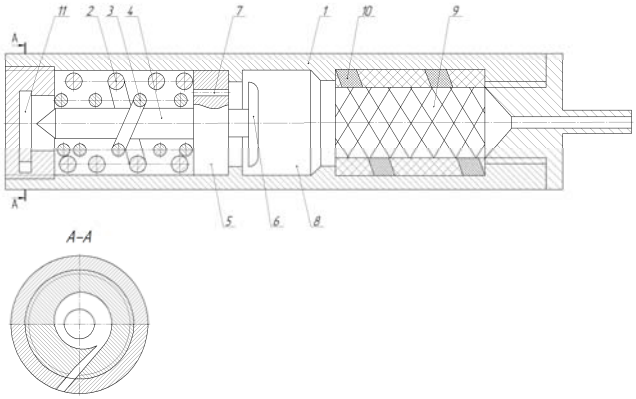


Рисунок 3 – Схема смесителя–активатора механического действия

Схема активатора механического действия состоит из цилиндрического корпуса – 1, выполненного из немагнитного материала, винтовых элементов смесителя – 2 и 3, 4 – цилиндрического стержня внутри винтового элемента 3, выполненного заодно с цилиндрической вставкой 5, имеющей со стороны, противоположной стержню 4, плиту со скруглёнными по радиусу краями для удара потока о стенку 6. В цилиндрической вставке 5 выполнены каналы 7, центры входных отверстий которых располагаются в зазоре между витками винтовых элементов 2 и 3. 8 – промежуточная камера, 9 – выполненный из немагнитного материала смесительный элемент, состоящий из перекрещивающихся решёток, образующих пространственную систему каналов, осуществляющую разделение и воссоединение потоков. 10 – кольцевые магниты, 11 – сопловый вход в смеситель-активатор с тангенциальным вводом.

Зависимость энергии E_i (выделяющаяся внутренняя энергия жидкой среды) от факторов механического воздействия на жидкую среду давления P и скорости *v*, возникающих на входе в активатор и меняющих свою величину внутри активатора:

$$E_i = (Ce^{-k_1 P} + E_0)(1 - e^{-k_2 v}) \quad (4)$$

Давление внутри статического смесителя меняется в результате возникновения гидроударов и определяется:

$$P = v\rho C_{уд} \quad (5)$$

где *v* - скорость потока, м/с; ρ - плотность жидкости, кг/м^3; $C_{УД}$ - скорость ударной волны, м/с.

Скорость ударной волны рассчитывается по уравнению, учитывающему свойства жидкости, материала трубы и её геометрию:

$$C_{УД} = \frac{\sqrt{\frac{E_Ж}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_Ж d}{E\delta}}} \quad (6)$$

где $E_Ж, E$ - модуль упругости жидкости и материала стенки соответственно, Па; ρ- плотность жидкости, кг/м^3; *d* – диаметр канала механоактиватора, см; δ - толщина стенки, мм.

Параметры смесителя-активатора – его диаметр и длина - напрямую связаны с его эффективностью. Эффективностью статических механоактиваторов называют степень достижения однородности смешиваемых сред на выходе из устройства. Эффективность процесса смешивания в смесителе-активаторе по энергетической модели, согласующейся с моделью идеального вытеснения, можно выразить как:

$$\eta = 1 - e^{-N_d} \quad (7)$$

где N_d - число единиц переноса.

В теории турбулентной миграции вводится понятие индекса инерционности, определяемого выражением $\omega_E \cdot \tau_p$, где ω_E - угловая частота турбулентных низкочастотных пульсаций энергоёмких вихрей, с$^{-1}$, τ_p - время релаксации, с.

Экспериментальными данные позволяют нам для частиц, полностью увлекаемых турбулентными колебаниями и пульсациями, записать выражение:

$$\omega_E \tau_p = \frac{\pi \rho_ч d_ч^2 f}{9 \mu_ж} < 0,01 \quad (8)$$

С учётом того, что по Таусенду $\omega_E \approx u_* / (0,1R)$ и $\tau_p = \rho_ч d_ч^2 / 18 \mu_ж$ преобразуем (8) и определим диаметр частиц:

$$d_ч < 0,3 \sqrt{\frac{\mu_ж}{\pi \rho_ч f}} = 0,314 \sqrt{\frac{R \mu_ж}{\rho_ч u_*}} \quad (9)$$

где $\omega_E = 2\pi f$ есть угловая частота энергоёмких пульсаций, с$^{-1}$, R – радиус канала, м, $\rho_ч$ - плотность частицы, кг/м^3, $d_ч$ - диаметр частицы, м, $\mu_ж$ - динамическая вязкость, Па·с.

Выражение для не увлекаемых турбулентными пульсациями частиц будет:

$$\omega_E \tau_p = \frac{\pi \rho_ч d_ч^2 f}{9 \mu_ж} > 100 \quad (10)$$

$$d_ч > 30 \sqrt{\frac{\mu_ж}{\pi \rho_ч f}} = 13,4 \sqrt{\frac{R \mu_ж}{\rho_ч u_*}} \quad (11)$$

Из зависимостей (9) и (11) можно сделать вывод, что за пульсациями среды следуют взвешенные в турбулентном потоке частицы, и это следование точнее для частиц, имеющих маленький радиус и плотность, находящихся в более вязких средах с небольшой частотой пульсаций.

Таким образом, полный спектр осаждающихся частиц может быть разделён на три группы:

I группа – частицы, полностью увлечённые турбулентными пульсациями и колебаниями среды, размер этих частиц соответствует условию (6);

II группа – частицы, имеющие некоторую инерционность в отношении увлечения турбулентными пульсациями:

$$0,314 \sqrt{\frac{R \mu_ж}{\rho_ч u_*}} < d_ч < 13,4 \sqrt{\frac{R \mu_ж}{\rho_ч u_*}} \quad (12)$$

III группа соответствует частицам, не увлекаемым турбулентностью среды, их диаметр больше значений (12).

Для получения эмульсий высокого качества, необходимо знать минимальный и максимальный размер частиц дисперсной фазы. Для эмульсии использующейся в дизеле размер водной фазы должен быть порядка 1-3мкм. Обозначим минимальные и максимальные границы диапазона размера дисперсной фаз как d_1 и d_2 соответственно. Тогда имеем:

$$0,314 \sqrt{\frac{R \mu_ж}{\rho_ж u_*}} < d_1$$

$$13,4 \sqrt{\frac{R \mu_ж}{\rho_ж u_*}} > d_2 \quad (13)$$

Тогда, выразив R, имеем:

$$\frac{d_1^2 \rho_{ж} u_*}{0{,}314^2 \mu_{ж}} < R > \frac{d_2^2 \rho_{ж} u_*}{13{,}4^2 \mu_{ж}} \quad (14)$$

Определим длину смесителя через логарифм эффективности процесса смешивания в смесителе-активаторе, где *H* – длина канала смесителя, таким образом, имеем:

$$H = \frac{-U_{ср} \ln(1-\eta)}{\beta_d a_v} \quad (15)$$

где $\beta_d = (\int_0^{\delta} \frac{j^* dy}{\nu + D_d})^{-1}$ - коэффициент скорости переноса частиц, j^* - относительная плотность потока частиц, $D_d = \frac{\nu_T}{1 + \omega_E \tau_p}$ - коэффициент турбулентной диффузии; $U_{ср}$ - средняя скорость, м/с; a_v - удельная поверхность смесителя, м^2/м^3.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленная оптимизация состава эмульгированных топлив позволяет заметно улучшить экологические характеристики двигателя, работающего на этих топливах. Однако наибольший эффект по снижению выбросов токсичных компонентов отработавших газов может быть достигнут при оптимизации состава эмульгированного топлива на каждом эксплуатационном режиме работы двигателя. Проведенный комплекс экспериментальных исследований подтвердил возможность и эффективность использования эмульгированных топлив в отечественных тракторных дизелях. Разработана технология получения водно-био-топливной эмульсии при помощи процесса механоактивации в комбинированном статическом смесителе-активаторе.

Результаты исследований и измерений нагара и вредных выбросов в ОГ позволяют рекомендовать использовать для стабилизации водно-био-топливной эмульсии многокомпонентную эмульсирующую систему, включающую четыре группы компонентов: анионные ПАВ (в т. ч. алкилсульфаты общей формулы), неионные ПАВ (в т. ч. сорбитанолеат); полиолефины (в т.ч. поли-альфа-олефины); бетаин; нитрированное масло. Установлено эмульгирование топлива водой приводит к интенсификации процессов смесеобразования и сгорания топлива в дизельных двигателях. Использование таких топлив приводит к снижению эмиссии азота примерно в 2 раза, так как присутствие воды снижает температуру в КС дизеля.

Установлено, что добавление биодизеля в водно-топливную эмульсию снижает эмиссию углеводородов в 1,4 раза и оксида углерода в 1,7 раза в отработавших газах, а также повышает смазывающую способность водно-топливной эмульсии.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Effektivnoe ispolyzovanie nefteproduktov v selyskom hozyaystve /S.A. Nagornov, S.V. Romantsova, A.N. Zazulya, I.G. Golubev. – M.: FGNU «Rosinformagroteh», 2006. – 192 p.

[2] Markov V.A., Nagornov S.A., Levina E.Yu. Uluchshenie ekologicheskih harakteristik dizelynogo dvigatelya pri rabote na vodno-biotoplivnoy emulysii, Traktoray i selyhozmashinay, 2015, № 11, p. 3-6.

[3] Markov V.A., Nagornov S.A., Levina E.Yu. Vliyanie sostava vodno-biotoplivnoy emulysii na rabotu dizelynogo dvigatelya, Traktoray i selyhozmashinay, 2015, № 12, p. 7-8.

Контакт:

Калинин Вячеслав Федорович, Тамбовский государственный технический университет, советник при ректорате, д.т.н., профессор, г. Тамбов, Ул. Советская, 106. тел.: +7(4752)63-01-77; e-mail: kalinin@tstu.ru

ПОЛУЧАВАНЕ НА БИОДОБАВОК ЗА ДИЗЕЛОВО ГОРИВО ОТ МИКРОВОДОРАСЛИ ХЛОРЕЛА

ПОЛУЧЕНИЕ БИОДОБАВОК К ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ ИЗ МИКРОВОДОРОСЛИ ХЛОРЕЛЛА

GETTING DIETARY SUPPLEMENTS TO DIESEL FUEL FROM THE MICROALGA CHLORELLA

В.Ф. Калинин, В.А. Марков, С.А. Нагорнов, А.Н. Зазуля, Ю.В.Мещерякова

Abstract: the Proposed scheme and main stages of biodiesel production from microalgae Chlorella vulgaris. Scientifically substantiated the use of microalgae Chlorella to receive a Supplement to diesel fuel. The genus chlorella brings together a group of protococcal autotrophic algae. Chlorella is considered the most productive algae, living mainly in natural freshwater reservoirs and the ability to develop in sea water. Developed a method of culturing microalgae, justified the choice of the design of the photobioreactor, selection of optimal conditions of cultivation, the establishment of stressful conditions with the aim of obtaining a maximum biomass productivity, the saturated fatty components. For the cultivation of Chlorella developed circulating tubular photobioreactor (FBI). The FBI created optimal conditions of cultivation: increased concentration of potassium nitrate in 2 times, the cultivation temperature from 26 to 31 C, carbon dioxide concentration 4-7%, 7-10 KLX illumination. To obtain the maximum yield of lipid was varied the concentration of potassium nitrate in the nutrient medium, the concentration of carbon dioxide in the mixture is 4-7 % at an illumination of 5□103 - 10 □103лк. For biodiesel production from microalgae observed the optimal cultivation conditions for maximum biomass and maximum accumulation of lipids. Developed a two-step process. In the first stage, microalgae are grown under optimum conditions for maximum growth of biomass and the second stage are created by the stressful conditions with which it is possible to achieve 80% of accumulation of fat in the cells of microalgae.
Key words: biofuel, diesel, microalgae, Chlorella vulgaris.

ВВЕДЕНИЕ

Бурный рост производства и потребления биодизельного топлива из растительных масел пищевого назначения во многих странах мира привел к нарушению баланса в структуре агропромышленного производства, порождая проблемы социально-этического и экологического плана. Дальнейший путь развития биодизельного топлива связан с использованием биомассы микроводорослей, которая как энергетическое сырье по своим характеристикам превосходит другие сырьевые биоресурсы. Однако широкому внедрению в практику биотоплива из микроводорослей как биодобавки, улучшающей качество дизельного топлива до европейского уровня, препятствует недостаточная изученность целенаправленного управления продуктивностью и химическим составом фитомассы микроводорослей биотопливного назначения, отсутствие эффективных систем культивирования и методов экстракции липидов. Микроводоросли являются наиболее перспективным источником для производства биодизельного топлива. Они относятся к быстро растущим растениям во всем мире и на 50% и более состоят из масел.

Поэтому исследование технологического процесса получения биодобавок из липидных компонентов микроводоросли хлорелла для улучшения свойств дизельного топлива является своевременным и весьма актуальным.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Получение биодизельного топлива из микроводорослей разделили на этапы: культивирование, фильтрование, дезинтеграция, экстракция, дистилляция, метанолиз, разделение, очистка, смешение (рисунок 1).

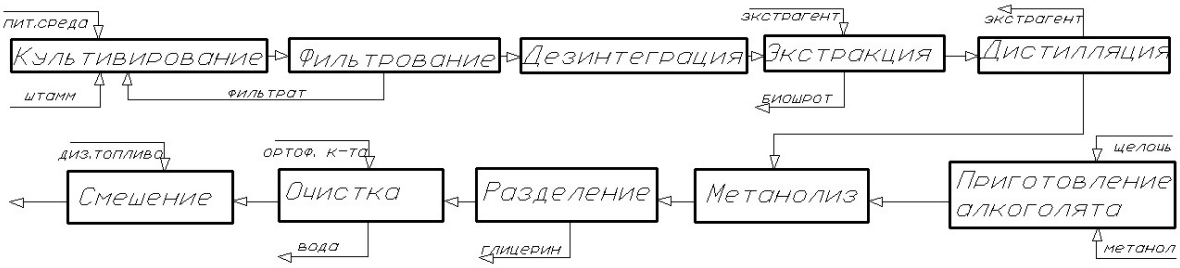


Рисунок 1. Основные этапы получения смесевого биодизельного топлива

Культивирование микроводоросли

Объектом нашего исследования была выбрана одноклеточная зеленая микроводоросль хлорелла. Она относится к роду chlorella, который объединяет группу автотрофных протококковых водорослей. Хлорелла считается наиболее продуктивной микроводорослью, обитающая преимущественно в естественных пресных водоемах и способна к развитию и в морской воде. В составе хлореллы более 650-ти веществ, среди которых незаменимые аминокислоты, жиры, витамины, макро- и микроэлементы в легкоусваиваемом виде. В задачу культивирования входит: выбор конструкции фотобиореактора, подбор оптимальных условий культивирования, создание стрессовых условий с целью получения максимальной продуктивности биомассы насыщенной жирными компонентами. Культивирование хлореллы осуществляли в циркулирующем трубчатом фотобиореакторе (ФБР). Фотобиореактор изготовлен из прозрачного оргстекла в виде трубы (рисунок 2), вмещаемый объем суспензии 10 литров, и состоит из нескольких секций. Часть секций служат для наращивания биомассы, другие для накопления жиров (рисунок 3).

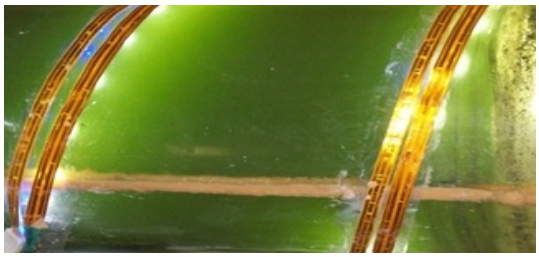


Рисунок 2. Единичная секция фотобиореактора для культивирования микроводорослей

Для получения максимального выхода липидов необходимо снижать концентрацию нитрата калия в питательной среде, концентрация углекислого газа в смеси 4-7% при освещенности $5 \cdot 10^3$ - $10 \cdot 10^3$лк.

Для получения дизельного топлива из микроводорослей необходимо соблюдать оптимальные условия культивирования, обеспечивающие максимальный прирост биомассы и максимальное накопление липидов. В связи с этим на первой стадии выращиваются микроводоросли при оптимальных условиях для максимального прироста биомассы, а на второй стадии создаются стрессовые условия с помощью которых можно добиться 80% накопления жиров в клетках микроводоросли.

Из емкости (*Е1*) питательная среда Тамийя *1* подается в *ФБР* для культивирования. Через входной патрубок суспензию микроводоросли *3* с помощью центробежного насоса (*Н*) вводят в фотобиореактор. Через выходной патрубок суспензия микроводоросли *2* отправляется в смеситель газов (*С*), где происходит ее насыщение газовоздушной смесью. Газовоздушная смесь, (воздух *6* и углекислый

газ *5*) подается компрессором (*К*) и углекислотным баллоном (*Б*). Насыщенная газовоздушной смесью суспензия *3* микроводорослей отправляется в фотобиореактор. Для освещения используются светодиодные ленты. Часть итоговой суспензии микроводорослей *4* отправляется в емкость (*Е2*), а другая часть используется как посевной материал для последующего культивирования. Отработанные газы *7* через штуцер удаляются в верхней части реактора. Для циркуляции и перемешивания служит насос. Перемешивание суспензии осуществляется за счет барботирования газовоздушной смесью. Температура поддерживается терморегулятором. Биомассу микроводоросли *8* подвергают физическому воздействию в аппарате вихревого слоя *АВС*, создающем вращающееся электромагнитное поле с хаотически движущимися ферромагнитными частицами, воздействующими на сырье, в результате чего происходит разрушение клеточных оболочек. Полученную биомассу *9* подвергают экстракции органическим растворителем в трехступенчатом аппарате *А* с закрученным потоком инертных тел.

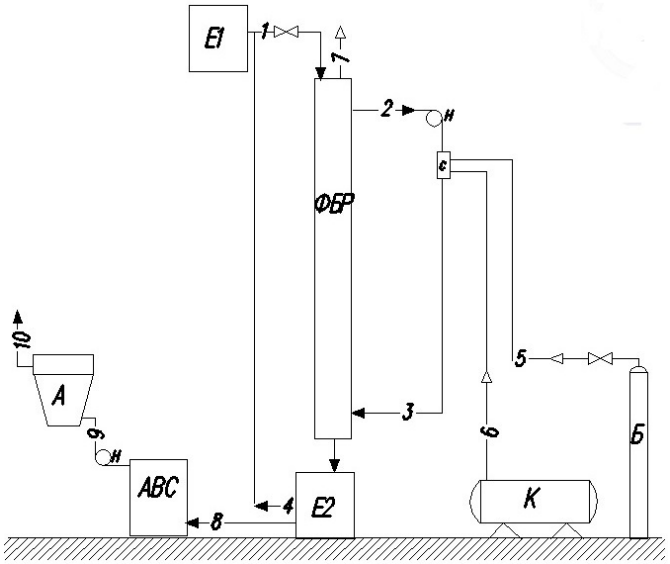


Рисунок 3. Схема установки для выращивания микроводорослей

ФБР – фотобиореактор; Н – насос; Е1 – емкость с питательной средой Тамийя, Е2 – емкость с итоговой суспензией; С – смеситель газов; К – компрессор; Б – баллон с углекислым газом АВС - аппарат вихревого слоя, А - трехступенчатый аппарат с закрученным потоком инертных тел; 1 – среда Тамийя; 2 – суспензия микроводорослей; 3 – насыщенная газовоздушной смесью суспензия микроводорослей; 4 – посевной материал; 5 – углекислый газ; 6 – воздух; 7 – отработанная газовоздушная смесь; 8 - итоговая суспензия микроводорослей; 9 - биомасса водорослей; 10 - липидная фракция.

В ФБР созданы оптимальные условия культивирования: питательная среда Тамийя, температура поддерживается на уровне 34-36 °С, освещенность 20-25 клк, осуществляется подача углекислого газа (2-10%) и перемешивание суспензии. Установка работает в непрерывном режиме по принципу турбодистата - pH стат. Установлен pH метр, который управляет ростом микроводорослей. Так отклонение значения pH от заданного, вызывает подачу питательной среды.

Расход газов (углекислого газа и воздуха) определяли по формуле

$$P = \left(\frac{V}{0,785 \cdot d^2} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \qquad (1)$$

где *P* – давление газов, показания манометров на редукторе и компрессоре, Па; *V* – расход газов, м^3/с; *d* – внутренний диаметр трубопровода по которому осуществляется подвод газов к фотобиореактору м; ρ – плотность газов, кг/м^3.

Выражая из формулы (1) расход газов получим

$$V = 1{,}11 \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{P}{\rho}} \qquad (2)$$

Плотность газов ρ определяли по уравнению Менделеева-Клайперона:

$$\rho = \frac{M \cdot P}{R \cdot T} \qquad (3)$$

Необходимую концентрацию углекислого газа в газовоздушной смеси устанавливали с помощью регулирования давления на выходе из баллона и компрессора.

Известно, что для получения максимального прироста биомассы важную роль играют вещества с содержанием азота. Так увеличение в питательной среде азотных компонентов приводит к увеличению концентрации вещества в суспензии. Проводилось непрерывное культивирование на питательной среде Тамийя. Основным азотным компонентом в питательной среде является нитрат калия. Культивировали хлореллу при различной концентрации нитрата калия в растворе.

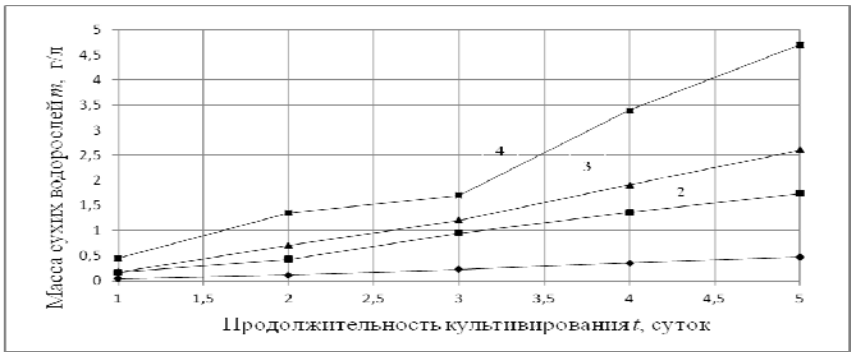


Рисунок 4 График изменения сухой массы микроводорослей при разной концентрации нитрата калия

1-концентрация нитрата калия 1,25 г/л; 2- концентрация нитрата калия 2,5 г/л; 3 - концентрация нитрата калия 5 г/л; 4 - концентрация нитрата калия 10 г/л.

Анализ графика (рис.4) позволяет установить, что достижение максимальной концентрации микроводорослей происходит быстрее на среде с увеличенным содержанием азотного компонента, чем на среде обедненной источником азота. При увеличении содержания азотных компонентов в 2 раза в среде наблюдается прирост биомассы в среднем на 45 %, а при сокращении рост хлореллы замедляется.

Следующий фактор в повышении урожайности это температура. Штамм *Chlorella vulgaris* ИФР № С-111 растет при температуре в пределах 26...36 °С.

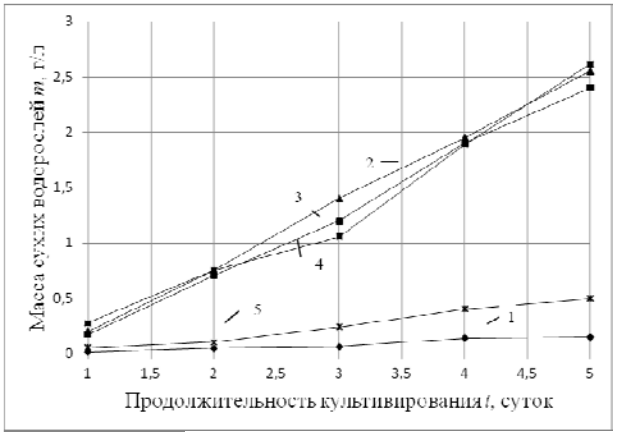


Рисунок 5 График изменения сухой массы микроводорослей при различной температуре культивирования

1-температура культивирования 20˚С; 2-температура культивирования 26˚С; 3-температура культивирования 31˚С; 4-температура культивирования 36˚С; 5-температура культивирования 40˚С.

Исходя из графика (рис. 5) можно сделать вывод, что с увеличением температуры прирост биомассы увеличивается, снижение температуры, не оказывает существенного воздействия на урожайность. Однако, изменение температуры более пяти градусов отрицательно влияет на урожайность.

Влияние освещенности. Оптимальная освещенность хлореллы находится в пределах $0{,}7\cdot10^3$-$20\cdot10^3$ лк, порог светового насыщения — $1\cdot10^3$-$90\cdot10^3$ лк. Это объяснятся тем, что хлорелла может адаптироваться к различной интенсивности света, а также значение оптимальной освещенности тесно связано с конструкцией фотобиореактора. Так в серии экспериментов освещенность трубчатого фотобиореактора составила $10\cdot10^3$лк.

Влияние концентрации углекислого газа. Оптимальная концентрация углекислого газа по разным данным должна составлять от 0,8 % до 10 %. Такой разброс данных объясняется зависимостью продуктивности микроводорослей параллельно еще и от других условий (освещенности, толщины просвечиваемого слоя, насыщенностью углекислым газом и др.).

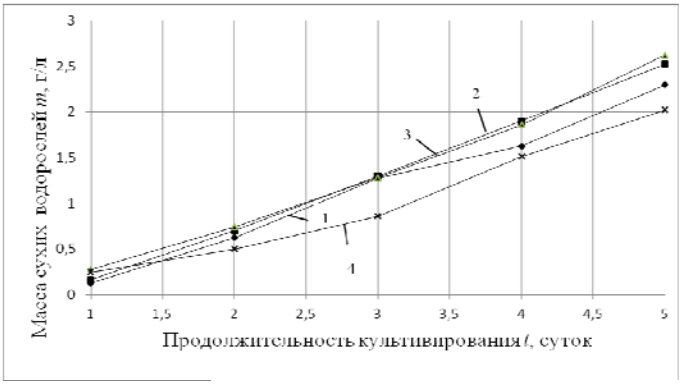


Рисунок 6 График изменения концентрации микроводорослей при различной концентрации углекислого газа в смеси

1- 1% концентрация углекислого газа; 2- 4% концентрация углекислого газа; 3-7% концентрация углекислого газа; 4- концентрация 10% углекислого газа;

Из графика (рис.6) видно, что ускорение прироста биомассы наблюдается при 4-7% концентрации углекислого газа. Необходимо подобрать другие факторы, что бы дальнейшее ускорение культивирования было возможным.

Предварительная оценка прироста клеток в суспензии осуществляли методом прямого подсчета клеток в камере Горяева. Количество клеток (на 1 мл суспензии) в исходном штамме и в полученной суспензии рассчитывали по формуле

$$X = \frac{a \cdot 1000}{h \cdot S} \cdot n \qquad (4)$$

где *a* – сумма клеток, подсчитанная в 5 больших квадратах или 20 малых квадратах сетки камеры Горяева; *h* – глубина камеры, *h*=0,1 мм; *S* – площадь малого квадрата, мм^2, *n* – разведение суспензии.

Фильтрование суспензии

Разделение биомассы микроводорослей от воды. На данном этапе используется стандартная аппаратура.

Изменение концентрации биомассы при культивировании в ФБР оценивали по оптической плотности на фотоэлектроколориметре КФК-2. Предварительный выбор кювет проводился визуально, соответственно интенсивности окраски раствора. Так выбраны кюветы 0,3075, 0,504, 1,085 и 3,105 см. При использовании различных кювет во всех измерениях кювету устанавливали таким образом, чтобы ее геометрическая середина всегда находилась на расстоянии 6,3 см от флажка, закрывающего фотоанод.

Для сопоставления результатов измерений все расчеты вели в пересчете на кювету 0,504 см, используя соответствующий коэффициент пропорциональности. Если оптическая плотность культуры превышала 0,6 ед., то измеряли долю пропускания T_{750} с последующим пересчетом $D_{750} = -\lg T_{750}$. Для слабо поглощающих проб использовали кюветы с большим номинальным значением. Пробы с оптической плотностью выше единицы предварительно разбавляли свежей питательной средой, подбирая коэффициент разбавления таким образом, чтобы показания КФК-2 попадали в диапазон наименьшей погрешности (0,2-0,6 единиц).

Определяли оптическую плотность всех светофильтров колориметра. По полученным данным строили кривую, откладывая по горизонтальной оси длины волн, соответствующие максимуму коэффициента пропускания светофильтров, а по вертикальной оси – соответствующие значения оптической плотности раствора. Отмечали тот участок кривой, для которого выполняются следующие условия: оптическая плотность имеет максимальную величину; ход кривой примерно параллелен горизонтальной оси, т.е. оптическая плотность мало зависит от длины волны. Светофильтр для работы выбрать так, чтобы длина волны, соответствующая максимуму коэффициента пропускания светофильтра, приходилась на отмеченный выше участок спектральной кривой исследуемого раствора. Таким образом, оптическая плотность интенсивно окрашенного раствора имеет максимальную величину при λ=490 нм.

Для измерения концентрации микроводорослей в растворе необходимо приготовить ряд стандартных растворов данного вещества. Измерить оптические плотности всех растворов и построить калибровочный график, откладывая по горизонтальной оси известные концентрации, а по вертикальной − соответствующие им значения оптической плотности.

Определение массы ($m_{сух.в.}$) сухой водоросли производили фильтрованием под вакуумом на бумажных фильтрах в колбе Бунзена и воронке Бюхнера. Фильтр высушивали в сушильном шкафу и взвешивали. По разнице масс сухих фильтров до и после фильтрования определяли сухую массу водорослей ($m_{сух.в.}$). Методом наименьших квадратов (5) определяли коэффициент светопоглощения ε:

$$\varepsilon = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^{n} D_i m_i - \sum_{i=1}^{n} D_i \cdot \sum_{i=1}^{n} m_i}{n \cdot \sum_{i=1}^{n} m_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{n} m_i^2 \right)} \quad (5)$$

где Ɛ - коэффициент светопоглощения (дм^3/(моль·см); *m* – масса сухих водорослей, г/л; *n* - количество опытов; *D* – оптическая плотность.

Предварительную экстракцию липидов проводили по методу Фолча. Пасту микроводорослей массой 1 г обрабатывают метанол-хлороформенной смесью в соотношении 1:2 объемом 10 мл в делительной воронке. Промывку экстракта от не липидных компонентов осуществляли хлоридом калия. К полученному экстракту добавляют 0,9 %-й раствор KCl из расчета 0,25 части от полученного объема экстракта и перемешивают. После расслоения фаз (рисунок 7) органическую фазу (в ней и содержатся липиды) отделяли. После окончания жидкость выпаривали и взвешивали осадок.



Рисунок 7 - Расслоение фаз после экстракции

Содержание масла (взвешенный осадок), выраженное в виде массовой доли, в процентах, продукта, вычисляется как отношение масса экстракта после сушки к массе пробы для анализа.

Аппарат Сокслета в собранном виде показан на рисунке 6. Основой его является стеклянный экстрактор, к которому сверху на шлифе присоединен обратный холодильник, а снизу колба для растворителя и мисцеллы. Аппарат Сокслета нагревают на водяной или песчаной бане с закрытыми электрообогревателями. Сущность метода заключается в многократном экстрагировании материала чистым экстрагентом. В качестве экстрагента используют летучие органические растворители, имеющие низкую температуру кипения.

Пасту микроводорослей загружают в экстрактор, в колбу заливают экстрагент. Аппарат устанавливают на нагревательное приспособление, пускают воду в холодильник и нагревают содержимое колбы. Растворитель, находящийся в колбе прибора, кипит, и его пары по трубке поступают в верхнюю часть экстрактора, а затем в холодильник. Здесь пары конденсируются, и конденсат стекает в экстрактор, орошая находящуюся в нем экстрагируемый материал. Когда уровень жидкости в экстракторе оказывается выше верхней точки сифона, она переливается по сифонной трубке в колбу аппарата. Нагревание колбы ведут с такой интенсивностью, чтобы в 1 час происходило 8 – 10 переливаний жидкости из экстрактора в приемную колбу. После 8-10 – часовой экстракции в указанных условиях берут пробу на полноту извлечения жира. Для этого осторожно снимают

холодильник, а экстрактор с колбой наклоняют в сторону сифона так, чтобы содержащаяся в первом из них жидкость перелилась по сифону в колбу. Затем снимают экстрактор и сливают несколько капель жидкости на часовое стекло. Если после испарения растворителя на стекле не будет какого-либо матового пятна или остатка, экстракцию можно считать законченной. Полученную мисцеллу переносят во взвешенную колбу и отгоняют растворитель. Затем колбу с жиром высушивают в сушильном шкафу при 100 – 105^{o}C до постоянного веса.

Для экстракции использовали аппарат, создающий электромагнитное поле, и аппарат с закрученным потоком инертных тел. В аппарате, создающем вихревое электромагнитное поле с хаотически движущимися ферромагнитными частицами, осуществляли разрушение клеточных оболочек микроводоросли. Затем пасту микроводорослей подвергали экстракции органическим растворителем в трехступенчатом аппарате с закрученным потоком инертных тел (рисунок 8).

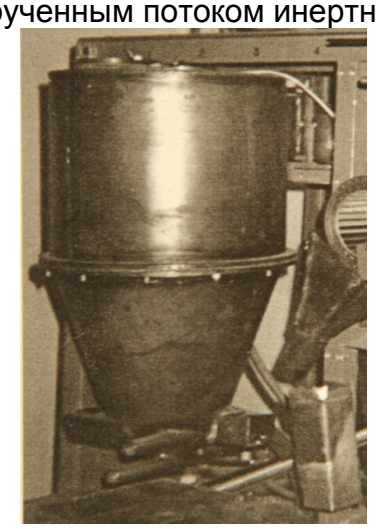


Рисунок 8. - Аппарат с закрученным потоком инертных тел

Дезинтеграция

Микроводоросль рода *Chlorella* в отличие от других видов микроводорослей при своих минимальных размерах обладает очень прочными клеточными оболочками. В связи с этим, для более глубокого извлечения липидных компонентов необходимо разрушение клеточной оболочки. Для разрушения клеточных оболочек используется механическое воздействие (растирание, измельчение, раздавливание, гомогенизация) и физическое воздействие (ультразвуковые колебания, низкие и высокие температуры, осмотический шок). Для дезинтеграции использован аппарат вихревого слоя с ферромагнитными частицами. В аппарате вихревого слоя за счет физического воздействия на сырье происходит разрушение клеточных оболочек, а также осуществляется предварительная экстракция. В качестве органических растворителей выбран нефрас-С 2-10/85, изопропанол, хлороформ. В дальнейшем биомасса с раздробленными клеточными оболочками подвергается многократной экстракции в аппаратах с закрученным потоком инертных тел.

Жидкостной поток в количестве по входным тангенциальным патрубкам вводится в нижнюю часть аппарата, где закручивается и подается в коническую часть аппарата, в котором находится закрученный слой инертных частиц. При вращении потока инерт образует плотный закрученный слой, в котором частицы инерта интенсивно механически взаимодействуют между собой и со стенкам аппарата.

После окончания экстрагирования в центрифуге осуществляют разделение экстракта от обезжиренной биомассы. Липидная фракция в количестве представляет

собой смесь три – и диацилглицеролов в органическом растворителе. Отгонку органического растворителя осуществляют в дистилляторе, полученный органический растворитель отправляется снова на экстракцию.

Экстракция

Экстракцию проводили органическим растворителем методом Фолча и в аппаратах с закрученным потоком инертных тел.

Использование многоступенчатого экстракционного аппарата с закрученным потоком инертных тел, исследовано на примере трехступенчатой схемы, которая позволяет проводить непрерывный процесс с временем пребывания в экстракционных аппаратах биомассы не более 2 минут, активность экстрагирования увеличивается в сотни раз, что позволяет довести степень извлечения до 98%.

В качестве экстрагентов были предложены различные растворители или их комбинации, но наиболее частое сочетание растворителей – смесь хлороформа и метанола в двухстадийной экстракции. Экстракция с использованием смеси хлороформ – метанол является быстрой и количественной. Однако хлороформ, обладает высокой токсичностью и его использование нежелательно. Гексан – изопропанол как смесь растворителей с низкой токсичностью была предложена в качестве замены смеси хлороформ – метанол. Смесь работает аналогичным образом смеси хлороформ – метанол. После двухфазного разделения, верхняя органическая фаза (гексан с некоторым количеством изопропанола) содержит большую часть липидов (нейтральных и полярных), а нижняя водная фаза (вода с некоторым количеством изопропанола) содержит большую часть не липидов (белки и углеводов). Нефрас С2-80/120 – это бензиновый продукт, предназначенный для растворения органических соединений. Получают нефрас путем каталитического риформинга. Готовый растворитель представляет собой бензиновую фракцию и имеет низкую точку кипения. В составе нефраса содержится не более 50% углеводородов из разных групп. Продукт имеет прозрачный цвет и обладает характерным запахом. Он отличается высоким качеством.

Дистилляция

После окончания экстрагирования в центрифуге осуществляют разделение экстракта от обезжиренной биомассы (биошрот). Липидная фракция в количестве представляет собой смесь три – и диацилглицеролов в органическом растворителе. Отгонку органического растворителя осуществляют в дистилляторе, полученный органический растворитель отправляется снова на экстракцию.

В соответствии с данными хроматографического анализа жирнокислотный состав липидной фракции представлен, в основном, миристиновой (50,9%), пальмитиновой (18,8%), линоленовой (11,4%) кислотами, несколько меньше линолевой (7,9%), маргариновой (10,7%). Проведен анализ подсолнечного масла. Анализ полученных хроматограмм показал некоторое сходство жирнокислотного качественного состава масел и отличие их количественного состава, что обусловлено различием их физико-химических характеристик.

Метанолиз

Полученная липидная фракция подается в аппарат для синтеза биодизельного топлива. Предварительно подготовлен метиловый спирт и гидроксид калия (стадия приготовления алкоголята). Метиловый спирт смешанный с гидроксидом калия и липидной фракцией направляется в аппарат вихревого слоя. Ферромагнитные частицы интенсивно перемешивают продукты реакции. При проведении метанолиза на исходные продукты реакции и на растительную биомассу налагалось вращающееся электромагнитное поле.

В настоящее время практически всё биодизельное топливо получают с помощью гомогенного катализа [5-8]. Использование гомогенных катализаторов позволяет провести реакцию метанолиза липидного сырья со спиртом в мягких условиях. Частично по причине коррозионной безопасности, частично по кинетическим параметрам, наиболее предпочтительным из гомогенных систем является выбор щелочных катализаторов. Этот вид катализатора в настоящее время является самым распространённым.

Разделение и очистка

Далее реакционную массу отделяют в сепараторе от глицерина. Полученные метиловые эфиры очищают от примесей водным раствором ортофосфорной кислоты, остатки воды выпаривают.

Смешение

Этап смешения полученных метиловых эфиров растительных масел с дизельным топливом.

Таким образом, для получения дизельного топлива из микроводорослей необходимо соблюдать оптимальные условия культивирования, обеспечивающие максимальный прирост биомассы и максимальное накопление липидов. Создавая, так называемые, стрессовые условия можно добиться 80% накопления жиров в клетках микроводоросли. Необходима многоступенчатая экстракция липидных компонентов с предварительным разрушением клеточных оболочек, что позволит сократить время экстракции и увеличить выход липидной массы. Использование аппарата с вращающимся электромагнитным полем в синтезе биодизельного топлива способствует ускорению протекания реакции метанолиза, а получаемое биодизельное топливо имеет улучшенные эксплуатационные свойства.

Синтез биодизельного топлива

В настоящее время практически всё биодизельное топливо получают с помощью гомогенного катализа. Использование гомогенных катализаторов позволяет провести реакцию метанолиза липидного сырья со спиртом в мягких условиях. Частично по причине коррозионной безопасности, частично по кинетическим параметрам, наиболее предпочтительным из гомогенных систем является выбор щелочных катализаторов. Этот вид катализатора в настоящее время является самым распространённым. Для синтеза биодизельного топлива использован аппарат с вращающимся электромагнитным полем. При проведении метанолиза на исходные продукты реакции налагалось вращающееся электромагнитное поле.

Хроматографический анализ экстрактов показал наличие в них следующих кислот указанных в таблице 1.

Таблица 1. Содержание кислот в экстракте

Название кислоты	***Содержание, %***
Олеиновая кислота	68,3
Стеариновая кислота	3,2
Линолевая кислота	25,1
Линоленовая кислота	1,3
Арахидоновая кислота	1,8
Прочие кислоты	0,3

На рисунке 9 представлена схема получения смесевого топлива (минерального дизельного топлива и топлива из биомассы микроводорослей).

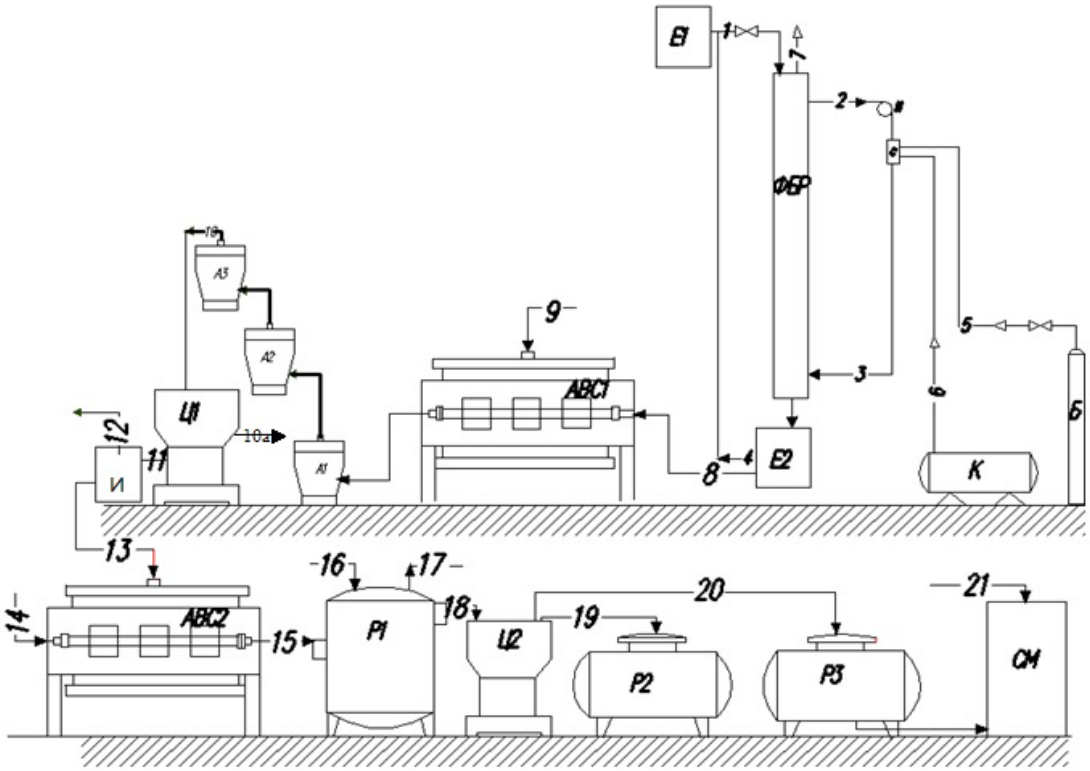


Рисунок 9. – Схема для получения смесевого дизельного топлива

ФБР – фотобиореактор; Н – насос; Е1 – емкость с питательной средой Тамийя, Е2 – емкость с итоговой суспензией; С – смеситель газов; К – компрессор; Б – баллон с углекислым газом АВС 1, АВС 2 - аппарат вихревого слоя, А1-А3 - трехступенчатый аппарат с закрученным потоком инертных тел; Ц1, Ц2 – центрифуга; Р1-Р3 резервуары; СМ – смеситель; И - испаритель. 1 – среда Тамийя; 2 – суспензия микроводорослей; 3 – насыщенная газовоздушной смесью суспензия микроводорослей; 4 – посевной материал; 5 – углекислый газ; 6 – воздух; 7 – отработанная газовоздушная смесь; 8 - итоговая суспензия микроводорослей; 9 - экстрагент; 10 – экстракт микроводорослей; 10а – обезжиренная масса; 11 – липидная фракция с экстрагентом; 12 – использованный экстрагент; 13 - липидная фракция; 14 – раствор гидроксида калия в метиловом спирте; 15 – смесь воды, метилового эфира и глицерина; 16, 17 – вода; 18 - метиловый эфир с глицерином; 19 – глицерин; 20 – биодизельное топливо; 21 – минеральное дизельное топливо.

Культивирование хлореллы осуществляли в циркулирующем трубчатом фотобиореакторе (ФБР). Из емкости (*Е1*) питательная среда Тамийя *1* подается в ФБР для культивирования. Через входной патрубок суспензию микроводоросли *3* с помощью центробежного насоса (*Н*) вводят в фотобиореактор (ФБР). Через выходной патрубок суспензия микроводоросли *2* отправляется в смеситель газов (*С*), где происходит ее насыщение газовоздушной смесью. Газовоздушная смесь, (воздух *6* и углекислый газ *5*) подается компрессором (*К*) и углекислотным баллоном (*Б*). Насыщенная газовоздушной смесью суспензия *3* микроводорослей снова отправляется в фотобиореактор. Для освещения используются светодиодные ленты. Часть итоговой суспензии микроводорослей *4* отправляется в емкость (*Е2*), а другая часть используется как посевной материал для последующего культивирования. Отработанные газы *7* через штуцер удаляются в верхней части реактора. Для циркуляции и перемешивания служит насос. Перемешивание суспензии осуществляется за счет барботирования газовоздушной смесью. Температура поддерживается терморегулятором. Биомассу микроводоросли *8*

подвергают физическому воздействию в аппарате вихревого слоя (*АВС1)*, создающем вращающееся электромагнитное поле с хаотически движущимися ферромагнитными частицами, воздействующими на сырье, в результате чего происходит разрушение клеточных оболочек предварительная экстракция экстрагентом *9*. Затем проводят экстракцию в трехступенчатом аппарате (*А1-А3)* с закрученным потоком инертных тел. После окончания экстрагирования в центрифуге (*Ц1)* осуществляют разделение экстракта *10* от обезжиренной биомассы *10а.* Полученная липидная фракция *11* представляет собой смесь три – и диацилглицеролов в органическом растворителе. Отгонку органического растворителя *12* осуществляют в испарителе (*И).* Полученная липидная фракция *13* направляется в аппарат для синтеза биодизельного топлива (*АВС2).* В аппарате (*АВС2)* находятся ферромагнитные частицы, которые под действием электромагнитного поля начинают вращаться, при этом интенсивно перемешивая продукты реакции. Далее реакционную массу *15* отстаивают в резервуаре очистки (*Р1)*, нейтрализуют, промывают, выпаривают воду *17*. После чего в (*Ц2)* отделяют метиловый эфир *20* от глицерина *19*. Метиловый эфир смешивают с дизельным топливом *21* в смесителе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для получения биодизельного топлива из микроводорослей необходимо соблюдать оптимальные условия культивирования, обеспечивающие максимальный прирост биомассы и максимальное накопление липидов. Создавая, так называемые, стрессовые условия можно добиться 80% накопления жиров в клетках микроводоросли. Предложена трехступенчатая схема экстракции липидных компонентов с предварительным разрушением клеточных оболочек, что позволит сократить время экстракции и увеличить выход липидной массы. Использование аппарата с вращающимся электромагнитным полем в синтезе биодизельного топлива способствует ускорению протекания реакции метанолиза. В предложенной конструкции циркулирующего трубчатого фотобиореактора подобраны оптимальные условия культивирования микроводоросли *Chlorella vulgaris* ИФР № С-111: питательная среда Тамийя с увеличенным содержанием нитрата калия, температура 31-36˚С при концентрации углекислого газа 4-7% и освещении $10 \cdot 10^3$лк…

ЛИТЕРАТУРА

[1] Nagornov S.A., Kornev A.Yu., Meshteryakova Yu.V. Mikrovodorosli hlorella kak sayrye dlya proizvodstva biotopliva tretyego pokoleniya, Aktualynaye problemay nauchno-tehnicheskogo progressa v APK: sbornik nauchnayh statey pod obshtey red. A.T. Lebedeva, Stavropoly: AGRUS, 2015, p. 286-289.

[2] Meshteryakova Yu.V., Erohin I.V., Nagornov S.A. Nakopitelynoe kulytivirovanie mikrovodorosli hlorella v zakraytom fotobioreaktore, Nauka v tsentralynoy Rossii, Tambov, 2015. № 2(14), p. 92-100.

[3] Nagornov S.A., Erohin I.V., Meshteryakova Yu.V. Izvlechenie i analiz lipidov iz biomassay mikrovodorosley hlorella, Nauka v tsentralynoy Rossii, Tambov, 2015, № 3(15), p. 11-17.

Контакт:

Калинин Вячеслав Федорович, Тамбовский государственный технический университет, первый проректор, д.т.н., профессор г. Тамбов, Ул. Советская, 106. тел.: +7(4752)63-01-77; e-mail: kalinin@tstu.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

MATHEMATICAL MODELING OF CHANGES IN THE TECHNICAL CONDITION OF THE VEHICLE BRAKE SYSTEM

Булгаков Николай

Abstract. Mathematical model of change of a technical condition of the braking system of the car**:** in this article it is told about a new approach to definition of change of a technical condition of the braking system. The new formulas, allowing to define factor of brake efficiency are deduced, having measured slowdown and brake pressure.

Key words: Braking system, pressure, slowdown, preliminary treatment, factor of brake efficiency

ВВЕДЕНИЕ

В процессе эксплуатации автомобиля имеют место ряд физико-химических необратимых процессов, чаще всего случайного характера, которые вызывают нарушение работоспособности узлов и элементов тормозной системы. Поэтому каждый элемент тормозной системы, как объект диагностирования, в данный момент времени имеет определенное, характерное только для него состояние. В этом состоит трудность выбора унифицированной номенклатуры диагностических операций и последовательности их выполнения.

ИЗЛОЖЕНИЕ. Общая формула для определения тормозного момента, создаваемого колодочным барабанным и дисковым тормозным механизмом, имеет вид:

$$M_\tau = \mu \cdot r_{mp} \cdot K_\Gamma \cdot N_T, \quad (1)$$

где K_Γ – геометрический коэффициент тормозного механизма;

r_{mp} – радиус трения;

N_T – результирующая от всех элементарных сил, нормальных к поверхности трения.

Для дискового тормоза можно записать, что $K_Г=2$ поскольку сила прикладывается с 2-х сторон, а для барабанного тормоза $K_Г=f(e,c,a,h)$.

Для выявления потенциальных диагностических параметров рассмотрим уравнения, описывающие процессы в дисковом тормозном механизме как наиболее простом и широко распространенном на легковых автомобилях.

Равнодействующая нормальных сил, действующих со стороны приводного механизма через накладку колодки на диск:

$$N = p \cdot s_к, \quad (2)$$

где p – давление рабочего тела,

$s_к = \frac{\pi \cdot d_к^2}{4}$ – площадь поршня колёсного (рабочего) цилиндра.

Суммарная тангенциальная (тормозная) сила трения и тормозной момент, создаваемые дисковым тормозным механизмом:

$$T_\tau = z \cdot N \cdot \mu = z \cdot p \cdot s_к \cdot \mu \quad (3)$$

$$M_\tau = z \cdot r_{ср} \cdot \mu \cdot s_к \cdot p, \quad (4)$$

где z – число трущихся пар,

μ – коэффициент трения.

$r_{ср}$ – средний радиус трения диска.

При испытаниях на стенде тангенциальная сила, создаваемая силами инерции вращающихся масс и момент сил инерции, соответственно равны

$$T_u = (m_к + 0{,}5m_{ст}) \cdot j_т = m_{пр} \cdot j_т \tag{5}$$

$$M_u = r_к \cdot (m_к + 0{,}5m_{ст}) \cdot j_т = r_к \cdot m_{пр} \cdot j_т . \tag{6}$$

$j_т \cdot m_{пр}$ – сила инерции, уравновешивающая тормозную силу;

$m_{пр}$ – приведенная масса вращающихся частей колеса и стенда,

$r_к$ – радиус колеса.

Момент сил инерции (6) уравновешивается моментом трения (4) поэтому, коэффициент тормозной эффективности, представляющий отношение тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, к условному приводному моменту [1,2] можно записать в виде:

$$K_э = \frac{j_т \cdot m_{пр} \cdot r_к}{r_{ср} \cdot z \cdot s_к \cdot p} . \tag{7}$$

Объединим часть геометрических параметров и назовем геометрическим фактором

$$\frac{1}{z \cdot s_к} \cdot \frac{r_к}{r_{ср}} = A_г . \tag{8}$$

В состав $A_г$ входят известные для данного автомобиля параметры. Приведенная масса вращающихся частей колеса и стенда $m_{пр}$ является характеристикой конкретного стенда. После подстановки (8) в (7) получим выражение коэффициента тормозной эффективности

$$K_э = \frac{j_т}{p} \cdot A_г \cdot m_{пр} \tag{9}$$

Как следует из формулы (9), коэффициент тормозной эффективности можно определить, если измерить установившееся замедление $j_т$ и установившееся давление p.

Чтобы расширить диагностические возможности математической модели, воспользуемся широко известным приемом: последовательно прологарифмируем (9)

$$ln\, K_э = ln\, j_т - ln\, p + ln\, A_г + ln\, m_{пр} \ , \tag{10}$$

а затем продифференцируем полученное выражение (10)

$$\frac{dK_э}{K_э} = \frac{dj_т}{j_т} - \frac{dp}{p} + \frac{dA_г}{A_г} + \frac{dm_{пр}}{m_{пр}} . \tag{11}$$

В выражении (11), заменив бесконечно малые приращения $dK_э$, dj_m, dp, $dA_г$ и $dm_{пр}$ на конечные приращения, $\Delta K_э$, Δj_m, Δp, $\Delta A_г$ и $\Delta m_{пр}$, получим

$$\frac{\Delta K_э}{K_э} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_г}{A_г} + \frac{\Delta m_{пр}}{m_{пр}}, \quad (12)$$

откуда относительное изменение коэффициента тормозной эффективности определяется как относительное изменение геометрического фактора, разности относительных изменений установившегося замедления и установившегося давления рабочего тела в контуре, так как приведенная масса стенда – величина постоянная и $\Delta m_{пр}$ =0:

$$\frac{\Delta K_э}{K_э} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_г}{A_г}. \quad (13)$$

Аналогичные действия произведем над формулой (8), приняв неизменными $s_к$. Тогда

$$\frac{\Delta A_г}{A_г} = \frac{\Delta r_{тр}}{r_{тр}} + \frac{\Delta z}{z} - \frac{\Delta r_к}{r_к}. \quad (14)$$

В дорожных условиях тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом, уравновешивается моментом толкающей силы инерции на колесном движителе, т. е.

$$F_T = j_m \cdot m_i \quad \text{или} \quad j_m \cdot m_i = A_г \cdot \mu \cdot p, \quad (15)$$

где j_m – замедление автомобиля при торможении;

m_i – толкающая масса.

Применяя к уравнению (15) тот же прием определения относительных изменений переменных, можно получить выражение, аналогичное (14), замыкающее всю цепь преобразования энергии в тормозной системе, позволяющее проследить влияние относительных отклонений всех структурных параметров на эффективность торможения. Так действия над уравнением (15) дает выражение, связывающее относительные отклонения: замедления, геометрических параметров, коэффициента трения и давления рабочей жидкости:

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Известно, что у автомобилей, находящихся в эксплуатации, наблюдается существенное снижение тормозных свойств из-за нарушения регулировок и изменения структурных параметров тормозной системы [3]. Неисправности возникают практически во всех основных узлах системы. Приведенные уравнения раскрывают структуру изменения тормозного момента (силы трения) в тормозных механизмах, обусловленную изменением коэффициента трения и геометрических размеров, в том числе среднего радиуса трения, и устанавливают взаимосвязь между структурными и диагностическими параметрами.

ЛИТЕРАТУРА.

[1] Frumkin A.K. Rabochie protsessay i raschetay avtomobilya. Tormoznoe upravlenie/Uchebnoe posobie. – M.: MADI, 1979, ps.

[2] Gasparyants G.A. Konstruktsiya, osnovay teorii i rascheta avtomobilya: Uchebnik dlya mashinostroitelynayh tehnikumov po spetsialynosti «Avtomobilestroenie». – M.: Mashinostroenie, 1978. – 351

[3] Bulgakov N.P. Kompyyuternaya ekspress-ispektsiya avtomobiley na mobilynayh diagnosticheskih stantsiyah / N.P. Bulgakov, A.V. Gogayzely, // Visnik SNU im. V. Dalya, - L., 2004. – №7(77). – p. 64-70.

ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Сергей Кривошапов

CHANGING THE PARAMETERS OF DURABILITY DEPENDING ON THE OPERATING CONDITIONS OF TRANSPORT VEHICLES

Sergy Krivoshapov

Abstract. The legislation of Ukraine does not adjust the mileage between technical services and to determine the total resource of the car. The state of the road greatly affects the reliability and durability of the machine. The quality of the road surface is estimated by the degree of evenness, which is obtained from the measurement of movement of the body and wheels. Vertical oscillations of the body of the car leads to a change in the power balance on the wheels of the car. Increased losses in the suspension of the car affect the load of the internal combustion engine. The speed of wear of the engine cylinders depends on the engine speed and the average of indicator pressure. The article gives an analytical dependence of the relationship between the flatness of the road and the engine life. The adjustment of the mileage between maintenance and the vehicle resource is proposed to be carried out through a correction factor. In this paper, a formula is derived for calculating this correction factor. The coefficient was calculated using the example of ZIL-431510. The graphs of the vehicle's resource change are obtained from the road roughness and speed car. The received mathematical model is proposed to be applied at automobile transport enterprises, in order to prolong the level of reliability and durability of the machines due to timely maintenance in difficult operating conditions.
Keywords: vehicle, durability, resource, operating conditions, modeling.

1. Въведение:

Автомобиль – сложная техническая система. В процессе эксплуатации эффективность машин теряется. Для повышения эффективности работы автомобиля необходимо проводить профилактические обслуживания, а для восстановления утраченных качеств - ремонт машины.

Совершенство конструкции автомобиля зависит от надежности основных силовых агрегатов, которая складывается из показателей безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости [1]. Ресурс машины является одним из основных показателей долговечности машины, который измеряется в пройденном расстоянии или времени работы автомобиля.

На работу автомобиля в целом и на режим нагружения силовых агрегатов оказывает влияние окружающая среда. Принято выделять дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия эксплуатации и культуру труда [2]. Качество дорожного покрытия оказывает первостепенное влияние на нагрузочные характеристики, которая в свою очередь изменяет показатели долговечности двигателя и автомобиля в целом.

Целью исследования является совершенствование расчетных методов нормирования ресурса машин с учетом условиях эксплуатации. Для этого необходимо составить математическую модель, которая свяжет характеристики состояния дороги с изменением ресурса машин.

2. Изложение:

Система технического обслуживания закладывается заводом-изготовителем, который устанавливает виды и сроки проведения технических воздействий. Существует две стратегии построения системы обслуживания: по наработке или по состоянию [3]. Если автомобиль попадает в сложные условия эксплуатации, то переодичность обслуживания и ресурс автомобиля уменьшается. В стратегии по наработке это учитывается введением поправочных коэффициентов [4].

В работе [5] ресурс автомобиля определяется по цилиндру двигателя внутреннего сгорания. Пробег до КР равен:

$$L_{KP} = \frac{F_{дв} \cdot V_a}{\gamma \cdot 60}, \quad (1)$$

где $F_{дв}$ - количество продуктов износа попавшего в масло за весь период эксплуатации, мг; γ - скорость изнашивания, мг/мин.

Максимальный допустимый износ цилиндра двигателя может быть рассчитывается по следующей формуле:

$$F_{дв} = 0.523 \cdot S_n \cdot D_n \cdot \rho_m \cdot X_n \cdot \delta_{\max}, \quad (2)$$

где S_n - ход поршня, м; D_n - диаметр цилиндра, м; ρ_m - плотность материала цилиндра, г/см^3; X_n - количество цилиндров; $\delta_{\max}$ - максимальный износ цилиндра, мм.

Максимальный допустимый износ других поверхностей двигателя (шейки коленвала и вкладышей), коробки передач и редуктора ведущего места (шестерни и шлицы) исследованы в работе [6].

Скорость изнашивания ЦПГ ДВС зависит от частоты вращения коленчатого вала n и среднего эффективного давления P_e:

$$\gamma = A_n \cdot n + B_n \cdot n^2 + A_p \cdot P_e. \quad (3)$$

где A_n, B_n и A_p - коэффициенты, зависящие от конструкции ДВС и автомобиля.

С учетом зависимостей (1), (2) и (3) ресурс машины можно рассчитать по формуле:

$$L_{кр} = \frac{8.7 \cdot 10^3 \cdot S_n \cdot D_n \cdot \rho_m \cdot X_n \cdot \delta_{\max} \cdot V_a}{A_n \cdot n + B_n \cdot n^2 + A_p \cdot P_e}. \quad (4)$$

Значения коэффициентов A_n, B_n и A_p могут быть рассчитаны по следующим формулам [7]:

$$A_n = \frac{3 \cdot a_m \cdot V_h \cdot \Omega}{H_н \cdot \rho_m}, \quad (5)$$

$$B_n = \frac{0.1 \cdot b_m \cdot V_h \cdot S_n \cdot \Omega}{H_н \cdot \rho_m}, \quad (6)$$

$$A_p = \frac{8 \cdot \Omega \cdot V_h \cdot i_0 \cdot i_k \cdot \eta_{mp} \cdot V_a}{r_k \cdot H_н \cdot \rho_m}. \quad (7)$$

где a_m и b_m – коэффициенты механических потерь в двигателе; V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л; $H_н$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; ρ_m – плотность топлива, г/см^3; S_n - ход поршня, м; i_0 – передаточное число главной передачи; r_k – динамический радиус колеса, м; i_{kp} - передаточное число коробки перемены передачи (КПП).

Параметр Ω в формулах (5)-(6) определяется

$$\Omega = \frac{8.7 \cdot 10^3 \cdot S_n \cdot D_n \cdot \rho_м \cdot X_n \cdot \delta_{\max}}{100 \cdot Q_\Sigma \cdot \eta_i}, \quad (7)$$

где D_n - диаметр цилиндра, м; $\rho_м$ - плотность металла, г/см^3; X_n - количество цилиндров; $\delta_{\max}$ - максимальный износ цилиндра, мм; Q_Σ - суммарный расход топлива, л; η_i - индикаторный КПД двигателя.

При движении автомобиля по разным дорогам будет меняться скорость изнашивания. Введем обозначение:

$$L_{KP} = k_m \cdot L_{KP}^{\ н}, \quad (8)$$

где $L_{KP}^{\ н}$ - нормативное значение ресурса при движении по ровной дороге, км; k_m - коэффициент корректирования ресурса в зависимости от состояния дороги.

Тогда

$$k_m = \frac{L_{кр}}{L^{н}_{кр}}, \tag{9}$$

Значение коэффициента корректирования периодичности k_m можно получить из формулы (4).

$$k_{mo} = \frac{(A'_n \cdot n_1 + B'_n \cdot n_1^{\,2} + A'_p \cdot P_{e1})}{(A'_n \cdot n_n + B'_n \cdot n_n^{\,2} + A'_p \cdot P_{en})}, \tag{10}$$

В работе [8] приведены следующие формулы для определения эксплуатационной частоты вращения коленчатого вала и среднего эффективного давления двигателя:

$$n = \frac{i_o \cdot i_k \cdot V_a}{0.377 \cdot r_k}; \tag{11}$$

$$P_e = \frac{45 \cdot r_k \cdot N_k}{V_h \cdot i_0 \cdot i_k \cdot \eta_{mp} \cdot V_a}\ . \tag{12}$$

В формулах (11) могут использоваться реальные передаточные числа определенной передач КПП или усредненное значение, которое учитывает передаточные число и время движения на каждой передачи. Средневзвешенное передаточное число КПП может быть рассчитано по следующей формуле:

$$i_k = \frac{K_c \cdot i_{kp} \cdot V_{\max}}{V_a}, \tag{13}$$

где K_c - скоростной коэффициент; i_{kp} - передаточное число повышенной (максимальной) передачи; $V_{\max}$ - максимальная скорость автомобиля, км/ч.

Подставим формулы (11) и (12) в формулу (10) коэффициента корректирования периодичности.

Тогда

$$k_m = \left(\frac{3 \cdot a_m \cdot V_h}{H_н \cdot \rho_m} \cdot \frac{2.65 \cdot K_c \cdot i_o \cdot i_{kp} \cdot V_{\max}}{r_k} + \frac{0.1 \cdot b_m \cdot V_h \cdot S_n}{H_н \cdot \rho_m} \cdot \frac{2.65^2 \cdot K_c^{\,2} \cdot i_o^{\,2} \cdot i_{kp}^{\,2} \cdot V_{\max}^{\,2}}{r_k^{\,2}} + \right.$$
$$\left. + \frac{100 \cdot \left(G_a \cdot 0.01 \cdot V_{\max} + 0.077 \cdot kF \cdot V_{a_н}^{\,3}\right)}{H_н \cdot \rho_m \cdot \eta_{mp}} \right) \cdot \frac{V_a}{V_{a_н}} \Bigg/ \left(\frac{3 \cdot a_m \cdot V_h}{H_н \cdot \rho_m} \cdot \frac{2.65 \cdot K_c \cdot i_o \cdot i_{kp} \cdot V_{\max}}{r_k} + \right. \tag{14}$$
$$\left. \frac{0.1 \cdot b_m \cdot V_h \cdot S_n}{H_н \cdot \rho_m} \cdot \frac{2.65^2 \cdot K_c^{\,2} \cdot i_o^{\,2} \cdot i_{kp}^{\,2} \cdot V_{\max}^{\,2}}{r_k^{\,2}} + \frac{100 \cdot \left(G_a \cdot 0.01 \cdot V_{\max} + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^{\,3}\right)}{H_н \cdot \rho_m \cdot \eta_{mp}} \right).$$

Силовое воздействия поверхности дороги, оказываемое на деформированное колесо, оценивается коэффициентом сопротивления качению колеса. Его разделяют на статическую и динамическую составляющую:

$$f = f_0 + f_{доп}, \tag{15}$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению колеса при минимальной скорости движения; $f_{доп}$ - дополнительный коэффициент качению колеса при движении по неровным дорогам.

В работе [5] приведена следующая формула, связывающая коэффициент сопротивления качению колеса с ровностью дороги:

$$f_{доп} = \Delta_1 \cdot \frac{S^2 \cdot V_a}{G_a} + \Delta_2 \cdot \frac{S}{G_a}, \tag{16}$$

где Δ_1 и Δ_2 - конструктивные коэффициенты; S - показатель ровности дороги, см/км; G_a - вес автомобиля, Н; V_a - скорость автомобиля, км/ч.

Значение коэффициентов Δ_1 и Δ_2 зависит от параметров подвески автомобиля:

$$\Delta_1 = 2.16 \cdot 10^{-9} \cdot c + 1.7 \cdot 10^{-9} \cdot c_1 \text{ и } \Delta_2 = 0.56 \cdot 10^{-4} \cdot R_p, \quad (17)$$

где c и c_1 - соответственно, сопротивления в амортизаторах и шинах, Н·с/м; R_p - сила трения в рессорах, Н.

Из баланса мощность [9], подведенная к колесам автомобиля, расходуется на преодоления сопротивление качению колеса, уклона дороги, сопротивления воздуха и замедления или ускорения автомобиля, т.е.:

$$N_k = N_f + N_i + N_w \pm N_j. \quad (18)$$

Мощности в формуле (4) могут быть определены следующим образом:

$$N_f = \frac{f \cdot G_a \cdot V_a}{3.6}; \quad (19)$$

$$N_i = \frac{i \cdot G_a \cdot V_a}{3.6}; \quad (20)$$

$$N_w = \frac{k \cdot F \cdot V_a^{\,3}}{3.6^3}; \quad (21)$$

$$N_k = \frac{0.1 \cdot \delta \cdot G_a \cdot V_a}{3.6} \cdot \frac{dVa}{dt}, \quad (22)$$

где i - уклон дороги, %; k - коэффициент аэродинамического сопротивления, Н·с^2/м^4; F - лобовая площадь автомобиля, м^2; δ - коэффициент учета вращающих масс;

Капитальным ремонтом считается такой ремонт, при котором восстанавливается базовая и основные детали, требуется полная разборка агрегата, наблюдается значительный износ большинства деталей. Пробег автомобиля с начала эксплуатации до КР принято считать ресурсом.

С учетом зависимостей (19) - (22) и (18) получаем общую формулу для определения коэффициента корректирования ресурса автомобиля:

$$k_m = \left(\frac{8 \cdot a_m \cdot i_o \cdot i_k}{r_k} + \frac{0.7 \cdot b_m \cdot S_n \cdot i_o^{\,2} \cdot i_k^{\,2} \cdot V_a}{r_k^{\,2}} + \frac{100 \cdot G_a}{\eta_{mp} \cdot V_h} \cdot (f_0 + i + \frac{k \cdot F \cdot V_a^{\,2}}{13 \cdot G_a} \pm 0.1 \cdot \delta \cdot V_a \frac{dV_a}{dt}) \right) \div$$

$$\div \left(\frac{8 \cdot a_m \cdot i_o \cdot i_k}{r_k} + \frac{0.7 \cdot b_m \cdot S_n \cdot i_o^{\,2} \cdot i_k^{\,2} \cdot V_a}{r_k^{\,2}} + \frac{100 \cdot G_a}{\eta_{mp} \cdot V_h} \cdot \left(f_o + \right. \right. \quad (23)$$

$$\left. \left. + (2.16 \cdot 10^{-9} \cdot c + 1.7 \cdot 10^{-9} \cdot c_1) \cdot \frac{S^2 \cdot V_a}{G_a} + 0.56 \cdot 10^{-4} \cdot R_p \cdot \frac{S}{G_a} + i + \frac{k \cdot F \cdot V_a^{\,2}}{13 \cdot G_a} \pm 0.1 \cdot \delta \cdot V_a \frac{dV_a}{dt} \right) \right).$$

Аналогично можно рассчитать изменение ресурса других агрегатов трансмиссии и подвески автомобиля.

Для примера рассчитаем k_m для автомобиля ЗИЛ-431510, при следующих исходных данных [10]: $a_m = 45$ кПа, $V_h = 6$ л, $H_н = 44000$ кДж/кг, $\rho_m = 0.76$ г/см^3, $K_c = 0.6$, $i_o = 6.83$, $i_k = 1$, $V_{\max} = 90$ км/ч, $r_k = 0.48$ м, $b_m = 13$ кПа·с/м, $S_n = 0.1$ м, $G_a = 103250$ Н, $k = 0.5$ Н·с^2/м^4, $F = 4.8$ м^2, $\eta_{mp} = 0.9$, $\eta_i = 0.3$, $V_{aн} = 60$ км/ч, $f_0 = 0.015$, $i = 0.01$, $c_1 = 3924$ Н·с/м, $R_p = 6500$ Н, $K_c = 0.563$, $\rho_м = 7{,}8$ г/см^3, $c = 14715$ Н·с/м, $D_n = 0.095$ м, $X_ц = 8$, $\delta_{\max} = 0.3$ мм, $Q_\Sigma = 95900$ л.

Принимаем установившейся режим движения, для которого $dV_a / dt = 0$.

Тогда формула коэффициента корректирования периодичности примет следующий вид:

$$k_m = \frac{9.79 \cdot V_a}{454.8 + 0.000614 \cdot V_a^{\,3}}. \quad (24)$$

Если подставить в формулу (14) значение средней технической скорость, которая характеризует категорию условий эксплуатации машин, то можно получить численные

значения корригирующего коэффициента периодичности технического обслуживания автомобиля для каждой группы дорог. Такие данные приведены в последнем столбце табл. 1.

Таблица 1. Значения корригирующих ресурс коэффициентов, полученных по разным методикам

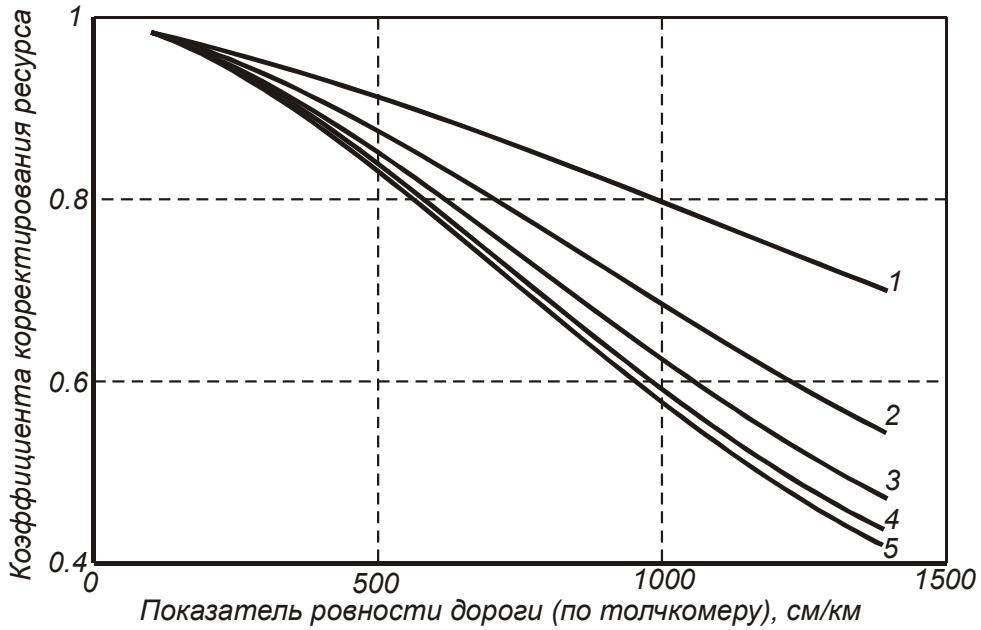
Категория условий эксплуатации	Ср. техн.. скорость, км/ч	По положению		По методике [11]			Предло-жения
		РСФСР	ХАДИ	по интенс. износа	по расходу топлива	по шуму ускорения	
1	60	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2	48	0,9	0,9	0,89	0,97	0,87	0,9
3	37	0,8	0,77	0,78	0,9	0,73	0,75
4	31	0,7	0,67	0,68	0,82	0,63	0,64
5	27	0,6	0,59	0,56	0,71	0,49	0,57
6	20	-	-	0,38	0,44	0,29	0,43
7	14	-	-	0,23	0,25	0,17	0,3

Полученные расчетные значения хорошо согласуются с остальными методиками, которые для сравнения также приведены в табл. 1.

В общую формулу (23) подставим параметры автомобиля ЗИЛ-431510, тогда формула коэффициента корректирования ресурса от ровности дорожного покрытия и скорости автомобиля примет следующий вид:

$$k_m = \frac{1.6 \cdot V_a^{\,2} + 87 \cdot V_a + 24866}{0.000335 \cdot S^2 \cdot V_a + 3.2 \cdot S + 1.6 \cdot V_a^{\,2} + 87 \cdot V_a + 24866}. \qquad (25)$$

На рис. 1 приведена графическая зависимость изменения ресурса автомобиля от степени неровности дороги по показанию толчкомера.



Фиг. 1. Изменение ресурса автомобиля в зависимости от дородных условий эксплуатации при скоростях движения автомобиля: 1 – 10 км/ч, 2 – 30 км/ч, 3 – 50 км/ч, 4 – 70 км/ч, 5 – 90 км/ч

Как и следовало ожидать, неровность дороги снижает ресурс транспортного средства, рассчитанного по износу цилиндропоршневой группы двигателя. При движении в сложных условиях, когда показания толчкомера равны 1000 см/км, со скоростью автомобиля 30 км/ч ресурс уменьшится на 30 % от нормативных значений, а при скорости 70 км/ч – на 40 %. Чем выше скорость автомобиля, тем сильнее проявляется влияние неровности дороги на изменение ресурса автомобиля. Движение груженого автомобиля

по дороге с высокой степенью неровности более эффективно по сравнению с движением этого автомобиля без груза.

3. Заключение:

Разработанная методика позволяет аналитическим способом определить корригирующий коэффициент ресурса автомобиля от дорожных условий эксплуатации (степени ровности дорожного покрытия). Полученные результаты могут быть использованы в управлении надежности машин в процессе ее эксплуатации.

Литература:

1. Pronikov A.S. (1978). *Nadezhnosty mashina*. Moskva, Mashinostroenie, 0-592..
2. Govorushtenko N.Ya., Turenko A.N. (1999). *Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta),* Khar'kov, KhNADU, 0–457.
3. Govorushtenko N.YA. (1984). *Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley*. Khar'kov, Vishta shkola, 0-312.
4. Kuznetsov Ye.S. (2001). *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley*, Moskva, Nauka, 1-535.
5. Govorushtenko N.Ya. (2011). *Sistemotekhnika avtomobil'nogo transporta (raschetnye metody issledovanii).* Khar'kov, KhNADU, 0-297.
6. Bazhinov A.V. (2001). *Nauchnyye osnovy otsenki resursa silovykh agregatov transportnykh mashin s uchetom usloviy ekspluatatsii*. Khar'kov, KhNADU, 0-32.
7. Krivoshapov S.I. (2015) *Otsenka resursa transportnykh mashin*, Vistnik HNTUSG im. P. Vasilenko, Vip. 151. 47-52.
8. Govorushchenko N.Ya. (1990). *Ekonomiya topliva i snizheniye toksichnosti na avtomobil'nom transporte*. Moskva, Transport, 0-135..
9. Turevskiy I.S. (2005). *Teoriya avtomobilya*. Moskva, Vysshaya shkola, 0-240..
10. Ponizovkin A.N., Vlasko Ju.M., Ljalikov M.B. (1994) *Kratkij avtomobil'nyj spravochnik,* Moskva, AO TRANSKOSALTING, NIIAT, 0-779.
11. Mastepan S.N. (2006). *Diagnostirovanie i prognozirovanie ostatochnogo resursa transportnykh mashin s pomosht'yu determinirovannykh metodov rascheta*, Kharkív: KhNADU, 0–167.

За контакти: [1]Ass. prof. PhD Eng. Sergy Krivoshapov, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Technical exploitation and service of cars named after prof. N. Govorushchenko", 61002 Str. Petrovsky 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-68, e-mail: keat@khadi.kharkov.ua.

Докладът е рецензиран.

КОНТРОЛЬ РАСХОДА ТОПЛИВА С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМ GPS МОНИТОРИНГА

THE MONITORING OF FUEL CONSUMPTION BY USING OF GPS MONITORING SYSTEMS

Igor Marmut[1], Anastasia Gruzina[2]

Abstract. The stages of development of monitoring of transport. The block scheme of a system of GPS monitoring of transport and the scheme of work of system of monitoring of fuel consumption. The use of GPS monitoring systems that reduce operating costs for maintenance of vehicles due to complete control of the route fuel consumption obtaining of exact data on the mileage.
Keywords: Monitoring, tracker, software, fuel consumption, sensor, operating costs.

1. Введение:

С учетом активного роста цен на топливо, для многих транспортных компаний, которые осуществляют перевозки, вопрос о снижении расхода топлива становится все более и более актуальным. И эта необходимость вполне оправдана, так как в организациях, где эксплуатируется много автомобилей, в особенности грузовых (самосвалы, фуры, фургоны) и специального назначения (комбайны, тракторы, погрузчики, асфальтоукладчики, экскаваторы) затраты на горюче-смазочные материалы велики. Контроль расхода топлива – это эффективный метод снижения затрат для транспортных предприятий, который позволяет не просто снизить затраты на топливные материалы, но и рационализировать их расходы.

2. Изложение:

Мониторинг автотранспорта – это технологии, используемые в транспортной логистике и системах управления автомобильным транспортом, с использованием спутниковых систем глобального позиционирования. Развитие спутниковых и компьютерных технологий позволило их внедрять в различные области человеческой деятельности, и, в частности, в логистику. Данные технологии позволили создать системы контроля передвижения грузов, определения оптимальных маршрутов движения, обеспечение экономии топлива, и ряд других задач. Действуют подобные системы глобального позиционирования GPS (GPS – Global positioning system, глобальная система обнаружения) и ГЛОНАСС. Как правило, транспортное средство оснащается трекером, который принимает спутниковый сигнал, определяет свои координаты и отправляет эту информацию в диспетчерскую службу или по каналам сотовой связи, или используют спутниковую связь.

Естественно, мониторинг автотранспорта проводился задолго до того, как появились спутники и компьютеры. Просто они значительно облегчили и улучшили его. Мониторинг автотранспорта прошел несколько этапов.

1-й этап. Трекеры не могли передавать информацию и хранили ее в своей памяти. Передача и расшифровка параметров происходила в режиме off-line по прибытии автомобиля на свою базу. Весь анализ проводился постфактум.

2-й этап. Использование для передачи информации сотовую связь и ее различные цифровые протоколы, т.е. в режиме реального времени – on-line. Конечно, использование режима реального времени более предпочтительно, поскольку можно сразу вносить изменения в маршрут движении автомобиля, контролировать изменения маршрута, реагировать на различные происшествия на дороге. К сожалению и сейчас есть зоны «молчания», где не работает ни один оператор, а что говорить о былых временах. К тому задержка прохождения сигнала при дальних поездках была большой, и достигала несколько часов.

3-й этап. Здесь также используется сотовая связь для передачи информации, но в диспетчерских уже устанавливаются сервера и рабочие места операторов.

4-й этап. Четвертый этап характеризуется использованием для передачи информации мобильного интернета и использованием web-технологий для создания клиентских и серверных приложений. Недостаток использование внешних серверов, что может быть критичным в различных ситуациях.

5-й этап. Это использование систем глобального позиционирования, спутниковых систем для подвижных объектов, и дальнейшим развитием программного обеспечения систем под спутниковое оборудование. Фактически этот этап является ГЛОНАСС или GPS мониторингом (рис. 1).

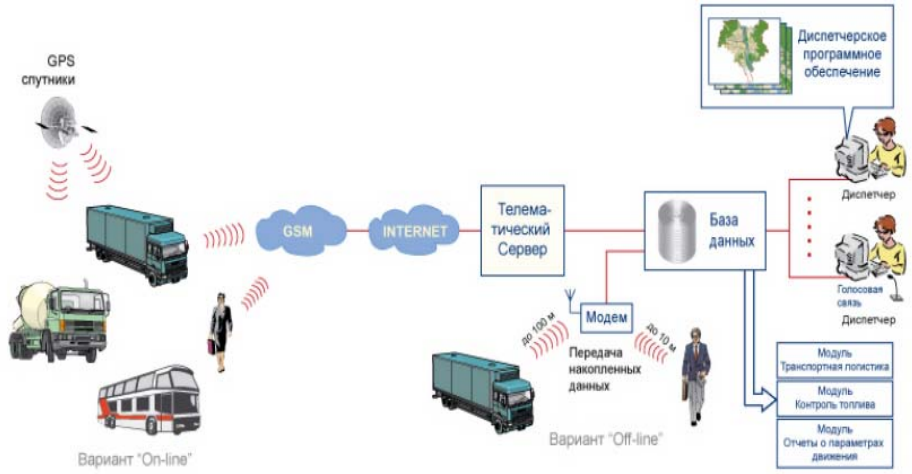


Рис. 1. Структурная схема работы системы GPS мониторинга транспорта

Перед системами глобального позиционирования ставятся основные задачи, которые решаются спутниковым мониторингом автотранспорта. Конечно, на первом месте стоит точное знание местоположения автомобиля, его направления движения. Кроме того, возможен контроль скорости движения, автомобиля, расхода топлива, количество бензина в бензобаках, температура в рефрижераторном отделении или прицепе и т.п. Зная скорость движения автомобиля можно контролировать соблюдение графика доставки грузов и регулировать его при необходимости. Еще одна задача решаемые этими системами – это возможность оптимизации маршрутов, как для быстрейшей доставки грузов, так и для тривиальной экономии топлива (рис. 2). И заключительная задача – это обеспечение безопасности водителя и транспортного средства. Водитель может передать сигнал бедствия в аварийные службы, а также можно отследить местоположение автомобиля при его угоне.

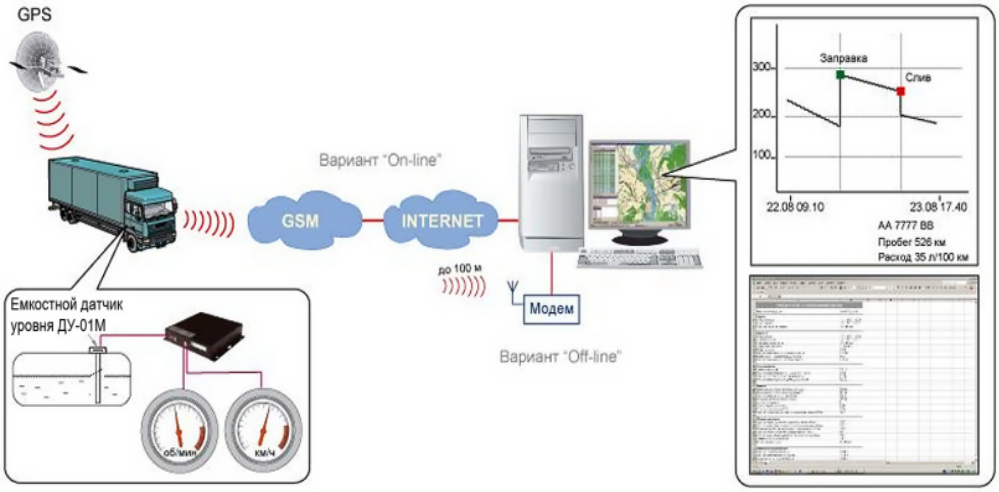


Рис. 2. Структурная схема работы системы контроля расхода топлива, заправок и сливов

Для передачи дополнительной информации о состоянии автомобиля используются датчики о количестве и расходе топлива в автомобиле, о нагрузке на ось автомобиля, о температуре двигателя, и о температуре в холодильном отделении (если используется

рефрижератор). Могут использоваться как штатные датчики, так и дополнительные датчики. Количество подключаемых датчиков ограничено количеством разъемов на трекере, и возможностями программного обеспечения трекера. Все программное обеспечение делиться на две части – ПО, устанавливаемое на транспортном средстве, и ПО, устанавливаемое с диспетчерском центре.

К сожалению, в сфере транспортных перевозок, как и в любой другой сфере деятельности, существует не очень хорошая тенденция – такая как слив или хищение топлива водителями, с целью дополнительного «заработка»— это наибольшая проблема для многих транспортных компаний и других фирм, деятельность которых в той или иной мере связана с перевозками или автомобильным транспортом. Система GPS мониторинга позволяет с точностью контролировать расход горючих материалов, сколько раз, где и когда топливо было залито в бак или слито из него, а также насколько пройденный маршрут транспортного средства соответствует заданному.

Контролировать топливо можно с помощью двух методов:

1 Система контроля расхода топлива. Она показывает, сколько горючего израсходовал конкретный автомобиль за определенный период времени. Чтобы получить такие данные, на транспорте размещают "расходомер" (датчик, который исчисляет расход горючего). Сигнал от него передается в диспетчерский центр вместе с информацией. Этот метод не показывает, в какое время, где и сколько раз водитель заправил машину, а также слил топливо (если это имело место). Зная маршрут, он позволяет увидеть, какие рейсы сделал водитель и были ли неплановые поездки.

2 Система контроля уровня топлива показывает более точные данные. Система контроля расхода топлива предполагает установку автомобильного GPS/GSM терминала, датчика уровня топлива (рис. 3) в бак, если баков несколько, то в каждый отдельно.



Рис. 3. Датчик уровня топлива

Датчик уровня топлива (ДУТ) представляет собой алюминиевую трубку с головкой, содержащей плату датчика, и кабелем. Две трубки, встроенные одна в другую, образуют электрический конденсатор трубчатого типа с диэлектриком – бензином или дизельным топливом. Датчик измеряет уровень топлива в баке, передает значение в GPS терминал посредством соединения кабелем с прибором контроля расхода топлива, терминал «запоминает» свое местоположение и передает на сервер информацию по уровню топлива в баке и местоположению. Сервер сохраняет всю принятую информацию в базе данных и позволяет отобразить на компьютере расход топлива на 100 км, за 1 час, за указанный промежуток времени либо в любой точке и любое время.

В диспетчерском пункте эта информация отображается в виде графика (рис. 4), на котором видны количество заправок, сколько топлива было залито в бак, где и когда. Если топливо сольют, график также покажет резкий расход.

Система GPS-мониторинга транспорта и контроля расхода топлива предоставляет возможность диспетчеру видеть в реальном времени на экране компьютера на фоне электронной карты местности все свои транспортные средства. Диспетчер имеет возможность отслеживать состояние датчиков на автомобиле (например, датчика уровня топлива, «тревожной» кнопки и др.) и возможность дистанционно воздействовать на транспортное средство (например, блокировать двигатель в случае опасности). Возможно

задание для транспортных средств маршрутов движения, зон и объектов с последующим контролем исполнения.

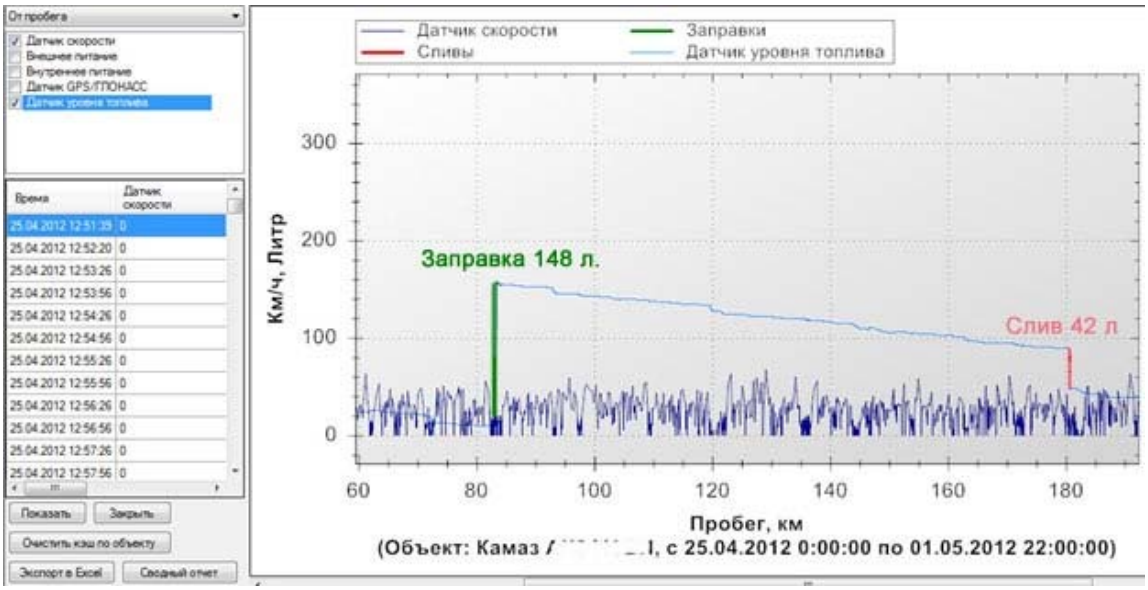


Рис. 4. График контроля уровня топлива

По каждому транспортному средству, полученный график сводится в общий отчет (рис. 5), который позволяет получить полную информацию о движении транспортного средства и действиях водителя. Информация может быть доступна как в режиме реального времени, так и по приезду транспортного средства на базу предприятия. Данные полученные в течении маршрута сохраняются в базе данных и доступны пользователям для анализа в течении большого промежутка времени (в зависимости от программного обеспечения), что позволяет составить сравнительные характеристики для получения более точного представления информации о пройдённых маршрутах.

Сводный отчет по расходу топлива

24.04.12 00:00 - 30.04.12 23:17

Renault

Датчик уровня топлива

Время	Уровень на нач./конец (л)	Движение					Работа на стоянке (0 л/ч)			Моточасы	Общий расход (л)
		Расход (л)	Ср. на 100 км (л)	Ср. на 1 час (л)	Время (ч)	Пробег (км)	Расход (л)	Ср. на 1 час (л)	Время (ч)		
24.04.2012	685.5 / 306.18	155,42	35,34	22,39	06:56	439,82	0,00		00:00	00:00	155,42
25.04.2012	306.18 / 211.59	94,58	32,24	19,10	04:57	293,35	0,00		00:00	00:00	94,58
26.04.2012	211.59 / 146.35	65,25	30,52	21,27	03:04	213,82	0,00		00:00	00:00	65,25
27.04.2012	146.35 / 213.19	104,79	21,92	13,75	07:37	477,96	0,00		00:00	00:00	104,79
28.04.2012	213.19 / 197.05	272,66	32,60	19,70	13:50	836,37	0,00		00:00	00:00	272,66
29.04.2012	197.05 / 107.86	89,19	39,07	18,18	04:54	228,27	0,00		00:00	00:00	89,19
30.04.2012	107.86 / 348.16	36,45	30,40	15,07	02:25	119,90	0,00		00:00	00:00	36,45
Итого	**685.5 / 348.16**	**896,71**	**34,36**	**20,50**	**1д 19:44**	**2 609,48**	**0,00**		**00:00**	**00:00**	**896,71**

Информация о заправках и сливах

Время	Объем до (л)	Заправка (л)	Слив (л)	Объем после (л)	Адрес
24.04.2012 9:37:05	683,79		141,87	541,92	Харківська
24.04.2012 10:58:54	541,92		82,03	459,89	Харківська
26.04.2012 21:36:56	142,12	237,69		379,82	Запорізька
28.04.2012 8:33:46	182,23	256,52		438,75	Не определен
30.04.2012 8:32:56	108,01	289,05		397,07	Не определен
Итого		**783,27**	**223,90**		

Рис. 5. Отчет о расходе топлива

Обработка данных, построение графиков и отчетов о расходе топлива, заправках и сливах осуществляется с помощью специализированного программного обеспечения. Функционально оно различается перечнем формируемых отчетов. Соответствующее программное обеспечение устанавливается на персональный компьютер –

автоматизированное рабочее место диспетчера.

5. Заключение:

Использование систем GPS мониторинга позволяет снизить эксплуатационные расходы на содержание транспортных средств за счет полного контроля маршрута передвижения, расхода топлива, получения точных данных о пробеге, а также возможности отображения реальной картины использования служебного транспорта. Она дает возможность повысить оперативность управления и эффективность планирования за счет получения достоверной и оперативной информации о местоположении транспортного средства и груза.

Литература:

1. Informatsiyni tehnologiї v tehnichniy ekspluatatsiї avtomobiliv / [Volkov V.P., Mateychik V.P. ta insh.] / Pid zagalynoyu redaktsiєyu Volkova V.P. – H.: HNADU, 2013. – 324 p.
2. Govorushtenko N.Ya. Tehnicheskaya kibernetika transporta: uchebnoe posobie / N.Ya. Govorushtenko, V.N. Varfolomeev. – H.: HGADTU, 2001. – 271 p.
3. http:// www.service-gps.com.
4. http://gps-control.com.ua/.

Контакты: [1] Igor Marmut, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: mia2005.62@ukr.net, tel.: +38-057-707-36-87.
[2] Anastasia Gruzina, Undergraduate, Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: gruzina.anastasya@yandex.ua, tel.: +38-057-707-36-87.

РАЗДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДВИЖЕНИЮ ПО НЕПОЛНЫМ ДАННЫМ ВЫБЕГА АВТОМОБИЛЯ

DIVISION OF MOVEMENT RESISTANCE BASED ON INCOMPLETE DATA OF THE VEHICLE COAST

Владимир Волков, Эрнест Рабинович, Юрий Зыбцев, Владислав Иршенко

Abstract. The article presents a critical analysis of a number of known methods for determining the resistance to movement from the car's run-out data, a method for restoring the missing data in the publication, calculating the coefficients for 94 cars, and comparing them with the literary values. Possible reasons for the understated literary values are considered.

Keywords: car, resistance to movement, coasting, incomplete data, calculation, comparison

1. Введение

Считается, что самые точные значения сопротивлений движению автомобиля дают лабораторные методы – продувка в аэродинамической трубе характеризует сопротивление воздуха, обкатка шин на большом барабане дает описание сопротивления качению, а потери в трансмиссии измеряют на изолированной трансмиссии с помощью специальных средств. Однако все такие испытания – лишь модели реальной работы автомобиля, имеющие свои ограничения, параллельно с ними обязательно проводят дорожные испытания. Поэтому совершенствование методов таких испытаний – задача важная и актуальная.

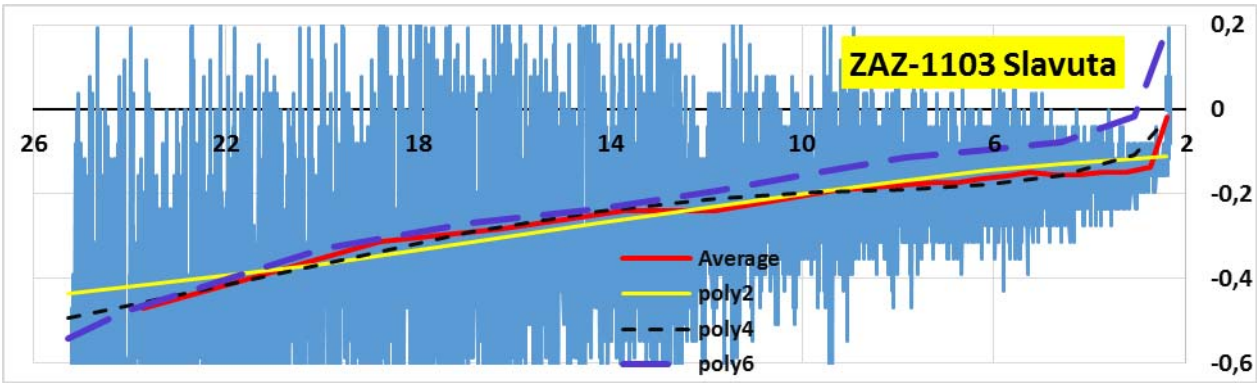
2. Анализ публикаций

Сопротивления движению обычно изучают по выбегу автомобиля (движению накатом при разобщенной трансмиссии). Параметры процесса регистрируют в виде диаграмм «путь-время» с помощью различных средств – «пятого колеса», «оптического пятого колеса», приемника спутниковых сигналов. Полученные записи дифференцируют и получают диаграммы «скорость-время», «замедление-время» и наконец зависимость замедления от скорости j(v). Умножая ее на приведенную массу транспортного средства $\delta \cdot m$, получают диаграмму зависимости суммарных сопротивлений движению от скорости $F_\Sigma(v)$. Последовательные математические операции вносят погрешности, которые могут исказить картину процесса, поэтому часто комплекс измерительных средств дополняют датчиками ускорений, а в последнее время – и датчиками усилий и моментов на каждом колесе. Каждое дополнение средство увеличивает стоимость комплекта оборудования, поэтому при отсутствии миллионных грантов обходятся минимальным набором.

Сопротивления движению имеют разную природу: сопротивление качению зависит от веса автомобиля, сопротивление воздуха тоже, но в меньшей степени и косвенно (в той мере, как загрузка автомобиля меняет его клиренс и угол атаки), а сопротивления холостого хода трансмиссии не зависят от веса. Плотность воздуха влияет только на его сопротивление, а ветер – на сопротивление воздуха и косвенно– на сопротивление качению (через перераспределение нагрузок на колеса). Поэтому нужды практики заставляют искать пути разделения суммарных сопротивлений на три указанных вида и изучать зависимости каждого вида от существенных для него факторов. Самый простой способ разделения сопротивлений выглядит очевидным: считать, что на малых скоростях действует только сопротивление качению и относить его к другим скоростям, на больших – сопротивление воздуха, а потери в трансмиссии считать частью сопротивления качению. Недостатки такого подхода тоже очевидны: сопротивление качению – не константа, оно существенно зависит от скорости, и зависимость эту описывают разными функциями – от линейной до степеней 3, 4 и 3,7 [1. 2].

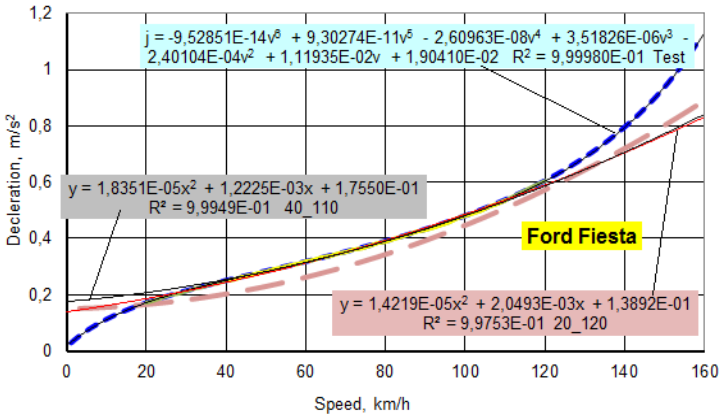
Во многих зарубежных работах результаты обработки данных выбега аппроксимируют полиномом второй степени вида $P_\Sigma = a + b \cdot v + c \cdot v^2$ и принимают, что *a* – это фактор обтекаемости kF, *c* – сопротивление качению, а *b* – сумма потерь в трансмиссии и части сопротивления качению, зависящей от скорости, причем обычно *b*=0.

Это слишком примитивно. На больших скоростях не только сопротивление воздуха, но и другие сопротивления повышены, причем по-разному. Считать потери в трансмиссии частью сопротивлений качению нельзя в принципе – они не зависят от нагрузки. Экспериментальные зависимости «скорость-время» часто имеют двойной изгиб, т.е. не могут быть описаны полиномом второй степени принципиально – для двойного изгиба требуется минимум третья степень (фиг. 1). Из рисунка видно, что кривая полинома второй степени (poly2) неудовлетворительно аппроксимирует кривую средних значений (average). Ближе других к последней полином четвертой степени (poly2)



Фиг. 1 Замедление выбега автомобиля ЗАЗ-1103 «Славута», аппроксимация полиномами разных степеней [3]

Возможности такого подхода мы проверили не раз. На фиг. 2 показана диаграмма выбега автомобиля Ford Fiesta, построенная нами по данным теста на полигоне НИЦИАМТ [4] – жирная штриховая линия. Для ее правильной аппроксимации потребовался полином шестой степени. Коэффициент Cx, вычисленный по этой кривой при скоростях 113 и 27 км/ч составил 0,332…0,349. По опубликованным данным – 0,33…0,34. Был выделен участок 20…120 км/ч, аппроксимирован полиномом второй степени. Расчет по значению *c*=1,4219E-05 дал Cx=0,1976. Когда сузили диапазон до 40…110 км/ч, коэффициент Cx вырос до 0,2550. Соответствующие значения коэффициента сопротивления качению 0,0146 и 0,0184, коэффициента *b* – 0,0074 и 0,0044 (в пересчете для скоростей в м/с). И здесь полином 2-й степени дает нереальные значения Cx; сопротивление качению оценивается ближе к возможным значениям, но слишком велик разброс.

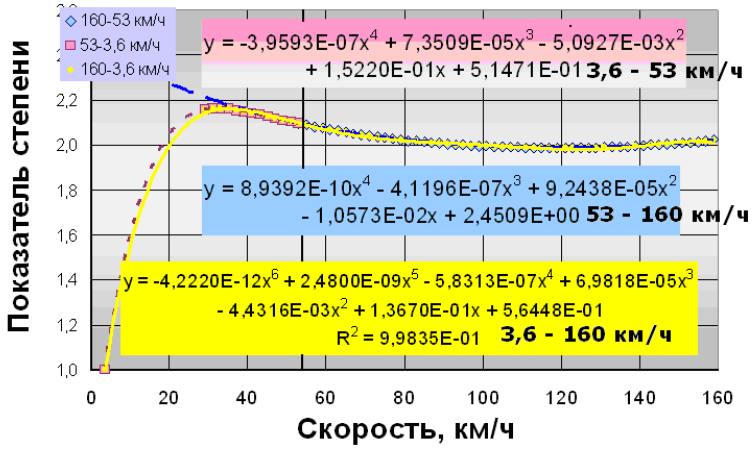


Фиг. 2. Замедление свободного выбега автомобиля Ford Fiesta [4]

Далее, принято считать коэффициент аэродинамического сопротивления Cx величиной постоянной для данного объекта при всех скоростях и измеряемой при продувке в аэродинамической трубе. Но при продувке измеряют только действующие на объект силы и моменты, в частности, составляющую, направленную вдоль оси движения Pw, и скорость воздушного потока v. А коэффициент Cx получают расчетом по общеизвестной формуле $C_x = 2P_w / \left(\rho \cdot F \cdot v^2\right)$ где ρ – плотность воздуха, кг/м^3, F – лобовая площадь объекта, м^2.

Менее известно, что «во всех аэродинамических трубах в мире не испытывают автомобили при скоростях эксплуатационных режимов (60–120 км/ч), …при которых поток в рабочей части высокотурбулентен и нестабилен. В большинстве европейских труб используют скорость 40 м/с (144 км/ч), а в трубах Porsche, Volvo, Ford Köln — 50–58 м/с (180–210 км/ч). …испытания автомобиля Jeep 4×4 …показали, что при повышении скорости продувки с 10,6 до 45,6 м/с коэффициент Cx снижается с 0,522 до 0,475, то есть на 10 %». [5] Итак, продувка дает одно точечное значение Cx при высокой скорости, которое пользователи информации не задумываясь распространяют на все скорости движения автомобиля. Дорожные испытания показывают еще большее влияние скорости [6]. Фактор обтекаемости $kF=0{,}5\cdot\rho\cdot C_x\cdot F$ при выбеге от 90 до 10 км/ч вырос на 17 %.

В работе [7] высказано мнение, что для автомобилистов удобнее считать постоянным коэффициент Cx конкретной модели при переменном показателе степени в формуле сопротивления воздуха, причем показатель выбрать общим для всех моделей. Анализ данных выбега по 83 автомобилям разных типов позволил предложить эмпирические формулы зависимости этого общего показателя от скорости – фиг. 4 [8].



Фиг. 4. Эмпирические формулы для расчета показателя степени $n\neq2$ в формуле сопротивления воздуха [8]

В справочнике [9] описан рекомендованный для скоростей до 100 км/ч метод определения коэффициентов сопротивления воздуха C_x и сопротивления качению f по замедлениям $j1$ и $j2$ на двух скоростях – высокой v_1 и низкой v_2. В работе [10] снято ограничение по скорости, для чего введен коэффициент ожидаемого увеличения f при увеличении скорости от v_1 до v_2. Позднее нами установлено, что точность метода повышается, если вместо n=2 принимать n=n(v), например, по фиг. 4.

Анализ [12] показал, что результат расчета по [9, 10] серьезно зависит от правильности предварительной оценки сопротивления качению шин автомобиля (хотя бы на уровне выбора одной из трех групп по [9], а для европейских шин после 1.01.2012 – по маркировке от A до G) и выбора сочетания скоростей v_1 и v_2. Расчет по ряду автомобилей разных типов показал, что наименьший разброс результатов счета Cx достигается при v_1=113…123 км/ч, v_2= 27…39 км/ч.

Поэтому в дальнейшем анализе исходим из следующих допущений:

а) коэффициент аэродинамического сопротивления Cx есть величина постоянная для данного объекта при всех скоростях;

б) коэффициент Cx определять по полной диаграмме выбега при скоростях, обеспечивающих наименьший разброс, например, v_1=113…123 км/ч, v_2= 27…39 км/ч;

в) показатель степени при скорости в формуле сопротивления воздуха зависит от скорости по эмпирическим формулам, показанным на фиг. 4.

2. Построение диаграммы выбега по неполным экспериментальным данным

Диаграммы выбега, нужные для оценки особенностей конкретного автомобиля, в частности, коэффициентов сопротивлений движения, получают экспериментально. Дорожный эксперимент - это масса проблем, связанных с тестовым автомобилем (наличие нужного топлива и масел, нужных шин, техническое состояние), погодой (осадки, туман, ветер, температура), дорогой (состояние покрытия, интенсивность движения, блокады, общественные события – фестивали, демонстрации, военные парады, крестный ход, ДТП и т.д.), людьми, оборудованием... Поэтому одной бригаде ВУЗовских испытателей удается за теплый сезон провести 5-6 испытаний. Между тем во всем мире регулярно испытывают автомобили на полигонах – и если результаты коммерческих испытаний остаются закрытой собственностью заказчиков, то тесты, выполняемые экспертами журналов, обычно публикуются. Вот только из всех журналов данные выбегов печатают лишь "Авторевю" и «За рулем», да и то в урезанном виде: «Авторевю» приводит три значения путей выбега - со 160 до 80 км/ч, с 130 до 80, с 50 км/ч до остановки, но без выбега от 80 до 50 км/ч (а если испытываемый автомобиль не развивает 160 км/ч, то и без 160-80). «За рулем» скупится еще больше: 120-50 и 50-0. Такие ограниченные данные не позволяют построить полную экспериментальную кривую зависимости пути от скорости.

Чтобы обойти это затруднение, мы для каждой модели автомобиля подбирали в редакторе Excel такое значение пути от 80 до 50 км/ч, чтобы аппроксимация полиномом третьей степени давала отклонение от экспериментальных данных только после девятого или десятого знака. Добавив это значение к исходным данным, выполняли аппроксимацию полиномом четвертой степени, и строили полную диаграмму выбега (ВП) путь-скорость с шагом 2 км/ч. Ее график точно проходил через экспериментальные точки [7].

Ниже показан фрагмент таблицы-программы ВП и использованные в ней формулы.

A	B	C	D	E	F
V, km/h	S, m	V cp, km/h	t_i, s	t sum, s	J m/s^2
160	5,03E-08			0	
158	25,7	159	0,5821	0,5821	0,9545
156	52,2	157	0,6082	1,1903	0,9134
154	79,6	155	0,6345	1,8248	0,8756
152	107,6	153	0,6609	2,4856	0,8407
150	136,5	151	0,6873	3,1730	0,8083
148	166,0	149	0,7139	3,8868	0,7782

$$V_{cp} = V_i / 2 + V_{i+1} / 2;$$
$$t_i = (S_{i+1} - S_i) / (V_{cp} / 3,6);$$
$$J = (V_i - V_{i+1}) / (3,6\, t_i)$$

Таблица-программа ВП позволяет решать многие задачи, в частности, получать исходные данные для расчета Cx и f.

3. Расчет коэффициентов сопротивления движению автомобиля

Чисто расчетными методами разделить полученное в эксперименте общее сопротивление движению автомобиля на три составляющих не удаётся. Поэтому зачастую самое малое сопротивление – потери в трансмиссии – не выделяют, считая, что оно учитывается в сопротивлении качению. Мы использовали формулы, выведенные нами ранее [10] с поправкой на непостоянный показатель степени [8]:

$$C_x = \frac{25,92 \cdot \delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{\rho \cdot F \cdot (v_1^{n_1} - v_2^{n_2})}; \qquad f = \frac{\delta \cdot (j_1 \cdot v_2^{n_2} - j_2 \cdot v_1^{n_1})}{g \cdot (v_2^{n_2} - v_1^{n_1})}.$$

Значения массы автомобилей принимались по указанным в публикациях «Авторевю» результатам взвешивания плюс 180 кг (минимальная загрузка легкового автомобиля при испытаниях по ГОСТ 22576-90 [11]). Лобовую площадь F принимали по литературным данным, а при их отсутствии вычисляли по формуле $F = 0,837 \cdot B \cdot H$, где B и H – габаритная высота и ширина автомобиля; 0,837 – коэффициент заполнения

(данные Э.Х. Рабиновича). Для расчета были приняты скорости 113 и 27 км/ч [12]. Значения замедлений при этих скоростях выбирались по ВП.

Точность полученных расчетом значений C_{xcalc} оценивали по их отношению к опубликованным в литературе значениям C_{xpubl}. Результаты расчетов и их оценки приведены в табл. 1, столбцы 3 и 6, результаты расчета f – столбец 9.

Таблица 1. Результаты расчета и их оценка

Модель автомобиля	C_{Xpubl}	C_{Xcalc}			Cxcalc/ CXpubl			f	
		полн.	без jxx1	без jxx2	полн.	без jxx	без jxx2	полн.	без jxx2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Audi A1	0,33	0,374	0,3405	0,349	1,1333	1,0318	1,0576	0,0153	0,0134
Audi A4 2.0 TFSI	0,33	0,369	0,336	0,344	1,1182	1,0182	1,0424	0,0123	0,0092
BMW 118i	0,35	0,39	0,355	0,363	1,1143	1,0143	1,0371	0,0147	0,0129
BMW 320i	0,342	0,368	0,333	0,342	1,0760	0,9737	1,0000	0,0144	0,0129
BMW 320i xDrive	0,32	0,358	0,326	0,334	1,1188	1,0188	1,0438	0,0161	0,0132
BMW 520d	0,28	0,302	0,271	0,278	1,0786	0,9679	0,9929	0,0101	0,0074
BMW 650i	0,31	0,428	0,394	0,403	1,3806	1,2710	1,3000	0,0135	0,0122
BMW Z4 sDri35i	0,35	0,438	0,4	0,41	1,2514	1,1429	1,1714	0,012	0,0106
Chery Bonus 3	0,32	0,36	0,327	0,336	1,1250	1,0219	1,0500	0,012	0,0118
Chery Tiggo 5	0,32	0,348	0,321	0,328	1,0875	1,0031	1,0250	0,013	0,0130
Chevrolet Cobalt	0,34	0,381	0,347	0,356	1,1206	1,0206	1,0471	0,011	0,0110
Chevrolet Cruze	0,352	0,428	0,395	0,404	1,2159	1,1222	1,1477	0,013	0,0129
Chevrolet Lacetti	0,36	0,395	0,362	0,37	1,0972	1,0056	1,0278	0,0148	0,0133
Daewoo Gentra	0,36	0,43	0,395	0,404	1,1944	1,0972	1,1222	0,015	0,0145
Daewoo Nexia	0,328	0,353	0,317	0,326	1,0762	0,9665	0,9939	0,0157	0,0144
Datsun on DO	0,32	0,356	0,322	0,331	1,1125	1,0063	1,0344	0,011	0,0110
Ford Fiesta хэтч	0,32	0,365	0,332	0,34	1,1406	1,0375	1,0625	0,0135	0,0135
Ford Focus	0,295	0,327	0,297	0,304	1,1085	1,0068	1,0305	0,0130	0,0130
Ford Focus ST	0,33	0,392	0,36	0,368	1,1879	1,09091	1,1152	0,0125	0,0124
Ford Mondeo	0,31	0,345	0,314	0,321	1,1129	1,0129	1,0355	0,0150	0,0150
Haima 7	0,36	0,372	0,344	0,352	1,0333	0,95556	0,9778	0,012	0,0118
Honda Civic	0,36	0,379	0,345	0,354	1,0528	0,9583	0,9833	0,0095	0,0095
Honda Civic 1,8	0,31	0,32	0,289	0,296	1,0323	0,9323	0,9548	0,0133	0,0133
Hyundai Accent	0,34	0,38	0,346	0,353	1,1176	1,0176	1,0382	0,0128	0,0128
Hyundai Elantra	0,28	0,321	0,287	0,296	1,1464	1,025	1,0571	0,012	0,012
Hyundai GenesisAWD	0,32	0,454	0,333	0,417	1,4188	1,04063	1,3031	0,0133	0,0119
Hyundai i30	0,33	0,413	0,38	0,389	1,2515	1,15152	1,1788	0,013	0,0112

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Hyundai i30	0,3	0,351	0,319	0,327	1,1700	1,06333	1,0900	0,0147	0,0129
Hyundai i40	0,29	0,361	0,393	0,4	1,2448	1,35517	1,3793	0,0115	0,0102
Infiniti Q50	0,28	0,445	0,412	0,421	1,5893	1,4714	1,5036	0,0109	0,0094
Jaguar XF 20d	0,26	0,275	0,244	0,251	1,0577	0,9385	0,9654	0,015	0,0123
Jaguar XF 3.0 AWD	0,29	0,418	0,312	0,381	1,4414	1,0759	1,3138	0,0144	0,0144
Kia Optima	0,29	0,322	0,291	0,299	1,1103	1,0034	1,0310	0,0105	0,0078
Kia Rio	0,31	0,343	0,309	0,318	1,1065	0,9968	1,0258	0,0159	0,0132
Lexus CT 200h	0,29	0,385	0,351	0,359	1,3276	1,2103	1,2379	0,0102	0,0102
Lexus ES 350	0,28	0,479	0,446	0,455	1,7107	1,5929	1,6250	0,0106	0,009
Lexus GS 350 AWD	0,27	0,461	0,41	0,412	1,7074	1,5185	1,5259	0,0153	0,0138
Mazda 2	0,33	0,445	0,412	0,42	1,3485	1,2485	1,2727	0,0140	0,0140
Mazda 3	0,32	0,363	0,332	0,34	1,1344	1,0375	1,0625	0,0144	0,0144
Mazda 6	0,3	0,4	0,367	0,374	1,3333	1,22333	1,2467	0,0097	0,0085
MB C 200 4Matic	0,27	0,322	0,29	0,297	1,1926	1,0741	1,1000	0,0128	0,0103
MB E 200	0,28	0,282	0,251	0,258	1,0071	0,8964	0,9214	0,0115	0,0087
MB E 200 d	0,28	0,272	0,24	0,248	0,9714	0,8571	0,8857	0,0106	0,0094
MB E 400 4Matic	0,28	0,385	0,334	0,347	1,3750	1,1929	1,2393	0,0131	0,0119
MB GLA 250 d	0,34	0,385	0,362	0,383	1,1324	1,0056	1,1265	0,0156	0,0132
MB SL 500	0,34	0,435	0,4	0,409	1,2794	1,1765	1,2029	0,0136	0,0123
MB SLK 55 AMG	0,34	0,427	0,39	0,4	1,2559	1,1471	1,1765	0,0146	0,0145
MB SLK 55 AMG	0,33	0,371	0,334	0,343	1,1242	1,0121	1,0394	0,0158	0,0132
Mini Cooper	0,39	0,439	0,404	0,413	1,1256	1,12564	1,0590	0,0135	0,0134
Nissan Teana	0,34	0,375	0,343	0,35	1,1029	1,10294	1,0294	0,013	0,0118
Nissan Terrano	0,345	0,383	0,354	0,361	1,1101	1,11014	1,0464	0,012	0,012
Opel Astra OPC	0,36	0,417	0,385	0,393	1,1583	1,06944	1,0917	0,017	0,01043
Opel Zafira	0,325	0,368	0,34	0,346	1,1323	1,0462	1,0646	0,0125	0,0125
Peugeot 308	0,31	0,403	0,371	0,379	1,3000	1,19677	1,2226	0,014	0,0122
Peugeot 408	0,3	0,304	0,273	0,281	1,0133	0,9100	0,9367	0,0151	0,0123
Peugeot RCZ	0,33	0,366	0,331	0,34	1,1091	1,00303	1,0303	0,015	0,0133
Porsche 911 Carrera S	0,31	0,418	0,381	0,391	1,3484	1,2290	1,2613	0,0162	0,0148
Porsche Boxster S	0,32	0,44	0,4	0,412	1,3750	1,2500	1,2875	0,0126	0,0111
Renault Duster	0,33	0,375	0,347	0,354	1,1364	1,05152	1,0727	0,0126	0,0126
Renault Fluence	0,35	0,469	0,436	0,445	1,3400	1,2457	1,2714	0,0095	0,0076
Renault Fluence	0,33	0,407	0,375	0,383	1,2333	1,1364	1,1606	0,0126	0,0125
Renault Fluence	0,33	0,352	0,32	0,328	1,0667	0,9697	0,9939	0,0151	0,0096
Renault Logan	0,36	0,399	0,366	0,374	1,1083	1,10833	1,0389	0,013	0,0125
Renault Logan II	0,33	0,367	0,334	0,343	1,1121	1,11212	1,0394	0,0108	0,0108
Renault Megane RS	0,34	0,388	0,355	0,364	1,1412	1,14118	1,0706	0,0165	0,015
Renault Megane RS Cup	0,34	0,373	0,34	0,349	1,0971	1,09706	1,0265	0,0134	0,0133
Renault Sandero	0,36	0,395	0,362	0,37	1,0972	1,00556	1,02778	0,0121	0,0121

Seat Leon	**0,32**	**0,36**	**0,327**	**0,335**	**1,1250**	**1,0219**	**1,0469**	**0,0115**	**0,0115**
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
Skoda Fabia	**0,32**	**0,361**	**0,325**	**0,334**	**1,1281**	**1,01563**	**1,0438**	**0,012**	**0,0122**
Skoda Octavia	**0,3**	**0,342**	**0,308**	**0,316**	**1,1400**	**1,0267**	**1,0533**	**0,0151**	**0,0134**
Skoda Rapid	**0,31**	**0,32**	**0,316**	**0,295**	**1,0323**	**1,0194**	**0,9516**	**0,0131**	**0,0116**
Skoda Superb	**0,308**	**0,357**	**0,325**	**0,333**	**1,1591**	**1,0552**	**1,0812**	**0,0153**	**0,0130**
Skoda Yeti	**0,37**	**0,407**	**0,363**	**0,374**	**1,1000**	**0,9811**	**1,0108**	**0,0131**	**0,0131**
Subaru BRZ	**0,3**	**0,445**	**0,406**	**0,416**	**1,4833**	**1,35333**	**1,3867**	**0,012**	**0,012**
Tesla Model S P85+	**0,24**	**0,286**	**0,256**	**0,263**	**1,1917**	**1,0667**	**1,0958**	**0,0110**	**0,0110**
Tesla Model S P85D	**0,25**	**0,301**	**0,271**	**0,278**	**1,2040**	**1,084**	**1,1120**	**0,01**	**0,0089**
Toyota Auris	**0,29**	**0,371**	**0,336**	**0,347**	**1,2793**	**1,1586**	**1,1966**	**0,0130**	**0,0130**
Toyota Camry A5	**0,28**	**0,31**	**0,279**	**0,286**	**1,1071**	**0,9964**	**1,0214**	**0,0134**	**0,0108**
Toyota Corolla	**0,34**	**0,363**	**0,33**	**0,337**	**1,0676**	**0,9706**	**0,9912**	**0,0137**	**0,0137**
Toyota GT86	**0,3**	**0,436**	**0,398**	**0,408**	**1,4533**	**1,32667**	**1,3600**	**0,012**	**0,0117**
VW Golf H5 1,4 DSG	**0,32**	**0,365**	**0,334**	**0,342**	**1,1406**	**1,0438**	**1,0688**	**0,0132**	**0,0132**
Volkswagen Jetta	**0,36**	**0,381**	**0,348**	**0,356**	**1,0583**	**0,9667**	**0,9889**	**0,0082**	**0,0081**
Volkswagen Jetta	**0,31**	**0,353**	**0,321**	**0,329**	**1,1387**	**1,0355**	**1,0613**	**0,0153**	**0,0067**
VW Passat	**0,293**	**0,33**	**0,299**	**0,306**	**1,1263**	**1,0205**	**1,0444**	**0,0133**	**0,0133**
VW Passat 1.8 TSI	**0,31**	**0,345**	**0,313**	**0,32**	**1,1129**	**1,0097**	**1,0323**	**0,0111**	**0,0082**
Volkswagen Polo	**0,34**	**0,383**	**0,348**	**0,367**	**1,1265**	**1,0235**	**1,0794**	**0,0138**	**0,0119**
Volvo V60 Hybrid	**0,29**	**0,315**	**0,284**	**0,291**	**1,0862**	**0,9793**	**1,0034**	**0,0135**	**0,0135**
Лада Гранта	**0,367**	**0,397**	**0,364**	**0,371**	**1,0817**	**0,9918**	**1,0109**	**0,0156**	**0,0121**
Лада Калина	**0,369**	**0,403**	**0,364**	**0,372**	**1,0921**	**1,0081**	**1,0081**	**0,0107**	**0,0107**
Лада Гранта	**0,32**	**0,357**	**0,323**	**0,332**	**1,1156**	**1,11563**	**1,0375**	**0,0138**	**0,0138**
Лада Калина 16V АКП	**0,32**	**0,363**	**0,329**	**0,338**	**1,1344**	**1,13438**	**1,0563**	**0,011**	**0,0146**
Лада Калина Кросс	**0,35**	**0,392**	**0,358**	**0,367**	**1,1200**	**1,12**	**1,0486**	**0,0164**	**0,012**
Лада Приора	**0,34**	**0,368**	**0,331**	**0,341**	**1,0824**	**0,9735**	**1,0029**	**0,0121**	**0,0141**
Средние значения	0,321	0,378	0,344	0,354	**1,1776**	**1,0798**	**1,1003**	**0,0141**	0,0120
То же без автомобилей с соотношением > 1,15					1,1035	1,0299	1,0377	0,0131	

Как видно из таблицы, значения Cx, рассчитанные по выбегу на дороге, выше опубликованных по результатам продувки. Специалисты объясняют это в первую очередь тем, что в трубе пол неподвижен, поэтому нет такого, как на дороге, потока воздуха под днищем. Кроме того, не вращаются колеса, и это меняет характер обтекания их воздухом [13]. Считается нормальной разница 5 ... 10%, но мы увидели в ряде случаев разницу в 20, 30 и даже 71%. Средняя разница составила 17,8%.

Возможные причины таких различий: наши ошибки в выборе опубликованных значений (взяли Cx от другой модели), ошибки в публикациях, наконец, так называемый «аэродинамический макияж», то есть особая подготовка автомобиля к продувке, которая может уменьшить Cx, например, с 0,347 до 0,313 [14].

Не всегда упоминают, что сопротивления в трансмиссии вносят вклад в замедление при движении по дороге накатом, но не в трубе с неподвижными колесами. В тех трубах, где колеса вращаются, аэродинамические весы не могут почувствовать действующие при этом сопротивления в трансмиссии, их учитывают расчетными поправками. Для проверки этого вклада были взяты парциальные замедления от сопротивлений холостого хода трансмиссии DAEWOO Lanos (по нашим замерам), и скорректированы на них замедления, расчетные значения Cx и упомянутое соотношение. Теперь среднее соотношение с 17,8% упало до 8%, а когда устранили из массива все

автомобили с соотношением более 1,15 (выделены цветом), осталось всего 3% – такое можно объяснить лишь тем, что именно потери в трансмиссии создают почти всю разницу сопротивлений между дорогой и трубой. Впрочем, значения сопротивлений холостого хода могли быть переоценены. Когда же выбрали самые маленькие из измеренных нами сопротивлений в трансмиссии, средняя разница составила 3,8% - то есть на долю трансмиссии пришлось 10,4-3,8=6,6%. Средние сопротивления качению после вычитания j_{xx} уменьшились с 0,014 до 0,012 (при разбросе от 0,0067 до 0,0150), что приблизило их к показателям современных легковых шин.

Еще одно возможное объяснение заниженных значений Cx – это особенности конкретных труб. Так, труба FIAT дает Cx на 9,2% меньше, чем труба НИЦИАМТ в Дмитрове [15], а труба фирмы Mercedes на 9,1% ниже, чем труба АвтоВАЗ [16]. Тольяттинская труба достаточно объективна: из семи автомобилей Lada лишь один немного вышел за предел 1,15 (Калина, 1,1765).

4. Заключение

Описанная обработка неполных данных выбега позволяет восстановить его полную диаграмму S(v) и использовать ее в различных исследованиях. С помощью нашей методики получены по данным выбега значения коэффициента аэродинамического сопротивления, большей частью хорошо согласующиеся с результатами продувки. Случаи больших расхождений могут указывать на особенности разных аэродинамических труб, на ошибки в публикациях и, возможно, на фальсификацию опубликованных данных.

Самый важный вывод – неожиданно большой вклад потерь холостого хода трансмиссии в разницу сопротивлений воздуха в трубе и на дороге.

Литература

1. Soltus et al. 2011 Determination of the rolling resistance… Visnyk KNU is. 2/2011 (67)
2. Koutny F. 2007 Geometry and mechanics of pneumatic tires. Zlin (CSSR) 2007
3. Podrigalo M.A. i dr. 2010 Metod viznachennya sumarnoYi sili oporu ruhu avtomobIlya za dopomogoyu datchikIv lInIynih priskoren / Lutsk, Vip.78,2010. – s.432 – 434.
4. Диваков А. Гудков Н. 2009 Яблоки на снегу // Авторевю № 1, 2009, с. 22-36
5. Valeev D. H. i dr. Puti razvitiya sotrudnichestva KamAZa i NAMI v oblasti ispyitaniy gruzovyih avtomobiley i avtopoezdov sposobom vyibega / http://www.aae-press.ru/f/88/28.pdf]
6. Ryabkov A.I. i dr. 1984 Metodika rascheta koeffitsienta soprotivleniya kacheniyu i faktora obtekaemosti avtomobilya / Avtomob. prom-st. — 1984. — # 3. — S. 19-20.
7. Rabinovich E.H. i dr. 2009 Raschet koeffitsientov soprotivleniy dvizheniyu avtomobilya po puti vyibega Vestnik HNADU. Sb. nauchn. tr. – Harkov: Izd-vo HNADU. – 2009. – Vyip. 44. – S.30-34.
8. Volkov V.P. i dr. 2012 Soprotivlenie dvizheniyu legkovogo avtomobilya na skorostyah 30…160 km/ch \ MIzhvuzIvskiy zb. Lutsk, RVV Lutskogo NTU, 2012. Vip.. 36, s. 46-51.
9. Bosch Automotive Handbook / 5-th edition. Robert Bosch GmbH 2000
10. Rabinovich E.H. i dr. 2008 Opredelenie soprotivleniy dvizheniyu avtomobilya metodom odnokratnogo vyibega. Avtomob. transport: kov, HNADU.- 2008.– vyip. 22.–S. 46-48.
11. GOST 22576-90 Motor vehicles. Speed characteristiks. Test methods/ M., 1991
12. Rabinovich E.H. i dr. 2012 Izmerenie aerodinamicheskogo soprotivleniya… "METROLOGIYa–2012" —HarkIv: NNTs "Institut metrologIYi", 2012. —S. 390-393.
13. Limonad S.P. i dr. 1990 Avtomobil v aerodin. trube… Avtomob. prom-st – 1990, #7, s. 17-19.
14. Rastegaev O. 1998 Veter, veter, tyi moguch! Produvka ili naduvatelstvo? // “Avtorevyu”, 1998, # 6.
15. Bezverhiy A.S. Zavisimost rezultatov ispyitaniy ot konstruktsii aerodinamicheskoy trubyi / Avtomob. prom., 1992, # 3. – s. 18-19.
16. Tehnologiya aerodinamicheskoy trubyi http://userdocs.ru/matematika/12141/index.html?page=7)

За контакти: ass. prof. Ph. D., eng. Ernest Rabinovich. Kharkov National Automobile Highway Uneiversity. Department "Technical maintenance and automobile service". 61103 Харьков, просп. Науки 66 кв. 44. Kharkov Ukraine. +38(067)5797220. erjara3@gmail.com;

prof. D.S., eng. Vladimir Volkov volf949@mail.ru

senior lecturer eng. Yuriy Zybtsev, Kharkov National Automobile Highway University. Department "Technical maintenance and automobile service".+38(050)1839444 // +38(067)1432144

student Vladislav Irshenko +38(095)6167277 irs-khabibulin@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ХОЛОСТОГО ХОДА АВТОМОБИЛЬНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

DETERMINATION OF AUTOMOTIVE MECHANICAL TRANSMISSION RESISTANCE AT NO-LOAD MODE

Владимир Волков, Владимир Зуев, Игорь Мармут, Эрнест Рабинович

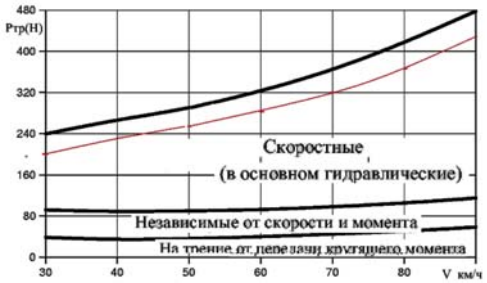
Abstract: This article lists errors in some publications on a affected issue, explains their causes, suggests a more accurate method for determining idling losses in powertrain and rolling resistance of tires on the double rollers of chassis dynamometer, an example of its application is described, and calculation formulas are proposed.
Keywords: resistance, transmission, rolling, roller stand, experiment

1. Введение

Потери мощности в трансмиссии – одна из серьезных проблем автомобильной отрасли. Успехи последних лет в этой области заметны, особенно для автоматических трансмиссий. Меньше внимания привлекают механические трансмиссии, для которых достигнуты значения КПД до 0,97. Традиционно в расчетах динамики автомобиля принимают некое конкретное значение КПД трансмиссии, которое относят ко всем режимам движения, – и это может вызывать заметные ошибки в расчетах.

2. **Анализ публикаций**

Потери энергии в трансмиссии вызываются передачей крутящего момента, а также трением в подшипниках и уплотнениях и перемешиванием масла в катерах. Первые преобладают при высоких нагрузках (максимальная скорость, резкий разгон, крутой уклон, прицеп). Но в обычных условиях (городская езда, движение с постоянной дозволенной скоростью) заметнее сопротивления, не зависящие от передаваемого момента, их называют «потери холостого хода» (ниже – ПХХ). Их роль хорошо видна из фиг. 1 [1], где для наглядности добавлена тонкая кривая, изображающая общие сопротивления в трансмиссии за вычетом потерь на передачу крутящего момента, т.е. сумму гидравлических сопротивлений и сил трения. Доля этой суммы на рисунке – около 0,87.

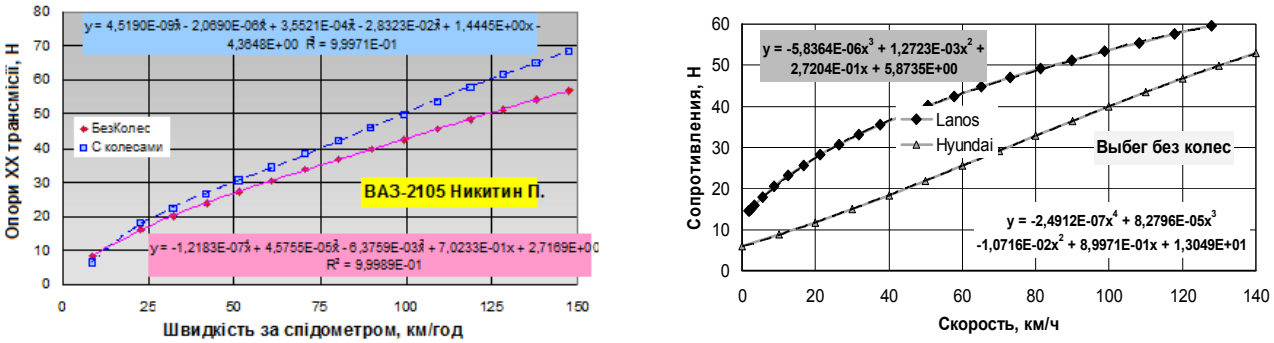


Фиг. 1. – Структура сопротивлений в трансмиссии грузового автомобиля 4×2 при движении по горизонтальной дороге [1]

Далее, из этой диаграммы видна явная зависимость ПХХ от скорости – как и по легковым автомобилям, например, переднеприводным Daewoo Lanos и Hyundai i30 [2, 3] и заднеприводному ВАЗ-2105 [4] – фиг. 2. Везде потери в трансмиссии существенно возрастают с увеличением скорости. Поэтому удивляет совет европейских экспертов [5] считать потери в трансмиссии как долю от сопротивления качению – табл. 1. Это неверно как по сути (сопротивление качению пропорционально нагрузке на шины, ПХХ – нет), так и количественно – их зависимости от скорости имеют разную крутизну.

Точные значения потерь получают на изолированной трансмиссии (фиг. 3), но такие исследования сложны, дороги и трудоемки. Для автомобилистов-практиков более

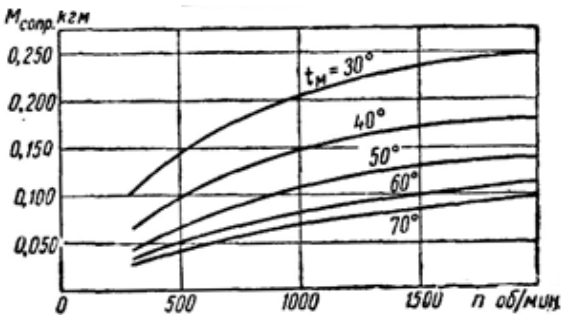
привлекательны диагностические испытания на мощностных (тяговых) роликовых стендах.



Фиг. 2. Сопротивления свободного хода автомобильных трансмиссий [2, 3, 4]

Таблица 1. Средние коэффициенты сопротивления качению для шин и трансмиссии (легковые автомобили Европейского Союза, 2013 г., данные [5]), × 0,001

Категория		Шины	Трансмиссия	Общий
A	легковые мини	9,97	1,7	11,67
B	легковые малые	10,01	1,7	11,71
C	легковые средние	9,53	1,7	11,23
D	легковые большие	9,69	1,7	11,39
E	представительские	9,63	2,0	11,63
J	кроссоверы	9,44	2,8	12,24
N1 III	вэны (масса > 1760 кг)	9,36	1,7	11,06

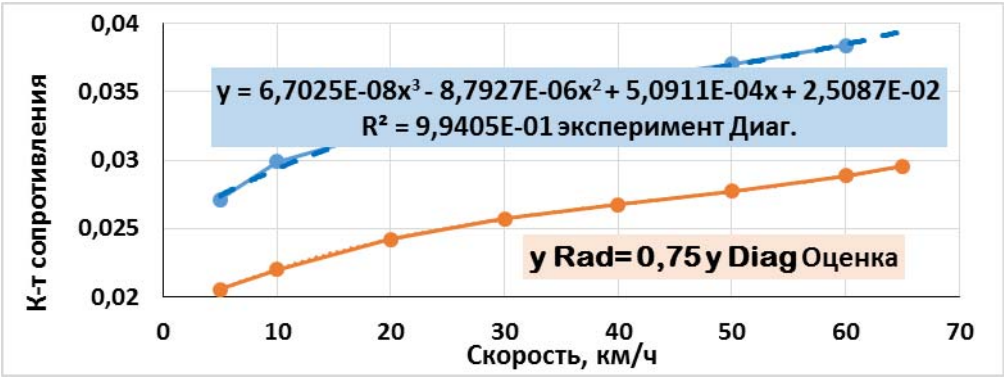


Фиг. 3. Зависимость потерь в КПП от частоты вращения и температуры масла [6]

Так, авторы работы [7] определяли КПД трансмиссии двух легковых автомобилей с передним (FWD) и задним приводом (RWD) на стенде MAHA LPS 3000 [8]. Измеряли в силовым методом мощность на ведущих колесах P_w, а затем методом выбега – мощность суммарных сопротивлений вращению колес и роликов P_Σ. Программа рассчитывала по этим значениям мощность двигателя P_e. Мощность сопротивлений качению P_r вычисляли по формуле $P_r = \mu_r \cdot m_v \cdot g \cdot w_v$ (1), где μ_r – коэффициент сопротивления качению шины по роликам; m_v – масса автомобиля, кг; g=9,81 м/с^2; w_v – скорость, м/с. Но вместо мощности суммарных сопротивлений программа выдала только затраты мощности на качение. КПД трансмиссии вычисляли по формуле $\eta_t = (P_w + P_r) / P_e$ (2). Установлено, что на IV передаче КПД трансмиссии FWD автомобиля класса Dacia Logan плавно снижается от 0,9433 при n=1,0…1,5 тыс. мин$^{-1}$ до 0,8378 при n=6 тыс. мин$^{-1}$ (η_t=0.9435+0.008474n-0.004569 n^2). Обычно на практике принимают η_t=const, хотя в исследованиях встречаются и переменные КПД, например, для бензиновых двигателей [9]

$$\eta_{тр} = \frac{\overline{M}}{0,3988 + 0,6193\overline{M}}, \qquad \overline{M} = \frac{M - M_{min}}{M_{ном} - M_{min}}, \qquad M_{min} = \frac{N_{ном}}{2\pi n_{ном}} \tag{3}$$

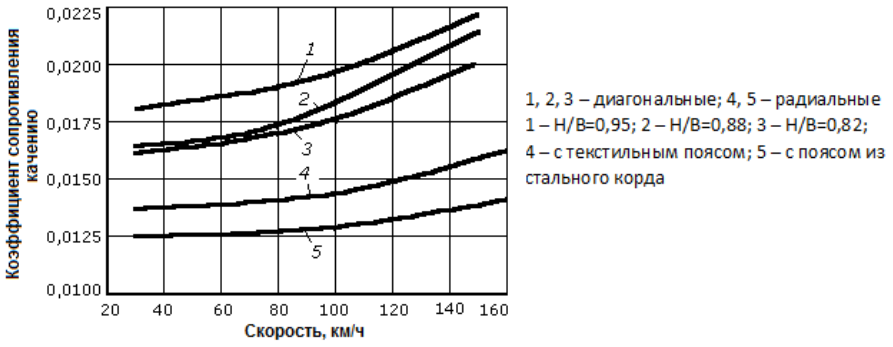
где $\overline{M}$ – относительный крутящий момент, N – мощность, n – частота вращения, «ном» и «min» – индексы номинальных и минимальных значений величины. В работе [7] N =55 кВт, M= 112 Нм, n=5500 мин$^{-1}$. Тогда M_{min}= 55000·60/(2π·5500) = 95,5 Нм. Рассчитанная по этим формулам кривая $\eta_t(n)$ хоть и не совпадает с кривой, приведенной авторами [7], но по крайней мере подтверждает наличие существенной зависимости КПД трансмиссии от оборотов входного вала. Однако вызывает сомнения количественный результат расчета в [7], в частности, – оценка сопротивления качению. При использованных значениях показателей коэффициент сопротивления качению μ = 0,108. Программа умножала его на вес снаряженного автомобиля с водителем – это сопротивление качению не на стенде, а на дороге. Видимо, разработчики стенда сочли такой подход приемлемым в диагностических задачах. Но для исследований это слишком грубо. На стенде нагрузку на передние колеса создает не весь вес автомобиля, а около 61 %. Коэффициент, учитывающий сопротивление качению шин по спаренным роликам плюс потери в опорах роликов, составляет по нашим данным 0,03…0,04 (фиг. 4).



Фиг. 4. Коэффициент суммарных сопротивлений вращению колес и роликов стенда [10]

Однако эти кривые были получены при качении диагональных шин 6,70-15 по спаренным роликам диаметром 374 мм при межцентровом расстоянии 644 мм. Если в эксперименте [7] автомобиль имел радиальные шины 185/65 R15 с металлокордом, то соотношение радиусов ролика и шины будет таким же, как в нашем эксперименте – а как показал проф. А.В. Серов в 1969 г. [11], от этого соотношения в большой мере зависит сопротивление качению шины по роликам.

Но у радиальных шин сопротивление качению меньше, чем у диагональных. Если на роликах соотношение такое же, как на дороге [12], то можно принять соотношение по зависимостям 3 и 5 (фиг. 5). При этом расчетная мощность сопротивлений качению возрастает почти в два раза, а мощность потерь в трансмиссии уменьшается в два раза.



Фиг.5. Сопротивление качению шин разных типов [12]

Описанный анализ публикации [7] указывает на необходимость дальнейшего совершенствования методов определения сопротивлений в трансмиссии на тяговом стенде, в первую очередь – отделения их от сопротивлений качению шин по роликам.

3. Предлагаемый способ определения потерь в трансмиссии на роликовом стенде

Известен наш способ решения этой задачи: приподнять колеса испытываемой оси с помощью силовых цилиндров на такую высоту, чтобы уменьшенной силы сцепления все же хватало для передачи вращения от роликов к колесам без проскальзывания, т.е. для преодоления сопротивлений в трансмиссии F_t и сниженных сопротивлений качению F_{fr}, создаваемых остаточной нагрузкой на ведущие колеса G_r [13]. Способ был использован, в частности, В.А. Зуевым и В.Н. Павленко в упрощенном виде при испытаниях автомобиля ВАЗ-2108 на роликовом стенде ПДС-Л [14]: колеса приподнимали обычными домкратами, а нужную величину подъема устанавливал оператор, проворачивая барабаны ногой и добиваясь вращения роликами колёс без проскальзывания.

По данным [10], коэффициент сцепления шины с гладким стальным роликом при скоростях 20…70 км/ч и плавном приложении тангенциальной нагрузки близок к 0,5…0,6. Тогда наименьшая требуемая сила прижатия двух шин к роликам $N_1+N_2=Ft/0,5=2\ Ft$, а создаваемое ею сопротивление качению при коэффициенте 0,034 – $2Ft\cdot0,034=0,068\ Ft$. Для его преодоления нужно добавить к силам прижатия $0,068Ft/0,5=0,136\ Ft$. Учитывая запас, который неизбежно введет оператор при описанном управлении подъемом колес, можно принять, что создаваемая сумма сопротивлений лежит в пределах (1,5…2) *Ft*.

Были измерены замедления выбега стенда без автомобиля. Основная часть внутренних сопротивлений стенда создается потерями в его передачах, не зависящими от нагрузки на ролики. Зависит от нагрузки только момент сил трения в подшипниках $T_{тр}$ [15], но он слишком мал, чтобы заметно повлиять на общие сопротивления в стенде:

$$T_{тр} = f_{тр} \cdot F_{рез} \cdot d / 2, \qquad (4)$$

где $f_{тр}$ – приведенный коэффициент трения; $F_{рез}$ – результирующая нагрузка на подшипник, Н; d – диаметр отверстия подшипника, м.

На стенде ПДС-Л стоят двухрядные сферические шарикоподшипники 45×100, d = 0,045 м. Нагружены они в режиме выбега стенда без автомобиля суммарным весом рабочих роликов и приводных цепей – около 2700 Н на все 8 подшипников. Коэффициент *Ft* = 0,0015. Суммарный момент сил трения

$$T_{тр} = 0,0015\cdot2700\cdot0,0225=0,091 \text{ Нм}.$$

При радиусе ролика около 0,12 м этот момент создает на его периферии усилие 0,091 / 0,12=0,76 Н.

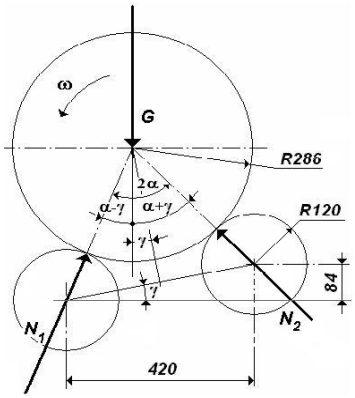
На фиг. 6 показана упрощенная схема расположения роликов стенда ПДС-Л с установленным колесом с шиной 175/70 R13 (по замеру В.А. Зуева динамический радиус шины в точке контакта с роликом 286 мм). Во время замеров на переднюю ось приходилось около 610 кг – часть массы автомобиля ВАЗ-2108 с водителем массой 75 кг [16]. Благодаря расклиниванию сумма радиальных реакций $N_1 + N_2$ превышает вертикальную нагрузку на колесо G:

$$N_1 + N_2 = G / Cos\alpha = 610 \cdot 9,81 / 0,8496 = 7043\ H.$$

Соответствующее среднее сопротивление качению 7043·0,03≈210 Н. Добавочная нагрузка увеличивает момент потерь в подшипниках на 7043·0,0015·0,0225 = 0,238 Нм, что прибавляет к сопротивлению качению 0,238 / 0,12 = 1,98 Н, т.е. 1 %.

На стенде ПДС-Л, имеющем в приводе две цепные передачи и две многодисковые электромагнитные муфты, собственные сопротивления достаточно велики, порядка 40…80 Н (фиг. 7), причем они могут реагировать на изменения температуры – меняется

вязкость масла и, соответственно, потери на остаточное междисковое трение и перемешивание масла. В таких условиях указанное выше изменение сопротивления качению можно считать пренебрежимо малым, а собственные сопротивления стенда не зависящими от наличия или отсутствия автомобиля на стенде.



МЦР=межцентровое расстояние пары роликов

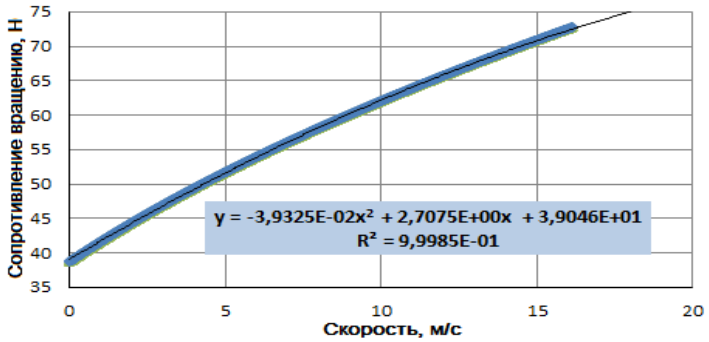
$$МЦР = \sqrt{420^2 + 84^2} = 428,3;$$

$$Sin\,\alpha = 214,15 / (120 + 286) = 0,5275;$$

$$Cos\,\alpha = \sqrt{1 - 0,5275^2} = 0,8496$$

$$N_1 + N_2 = G / Cos\,\alpha$$

Фиг. 6. Геометрическая схема системы колесо-ролики



Фиг. 7. Сопротивления вращению рабочих роликов стенда ПДС-Л при выбеге без автомобиля (данные В.А. Зуева)

Оценим потери холостого хода в трансмиссии по данным выбега ведущих колес автомобиля ВАЗ-2108 и роликов стенда ПДС-Л со скорости 70 км/ч. Частота вращения рабочего ролика измерялась тахогенератором постоянного тока MEZ NACHOD K4A2 CSSR (до 5000 мин$^{-1}$, 2 В/1000 мин$^{-1}$) и записывалась на PC Pentium III через АЦП L-783. Сигнал скорости регистрировался каждые 0,001 с (как показал опыт обработки данных, частоту записи можно было уменьшить в 10 и даже 100 раз).

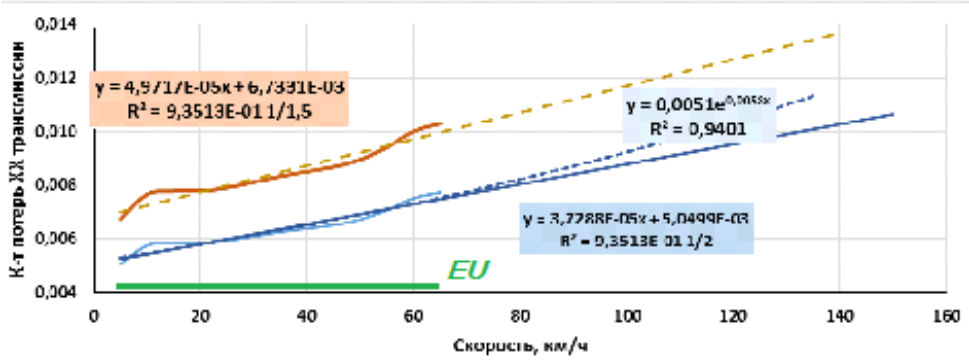
Диаметр рабочего ролика 238,7 мм, длина окружности 0,75 м [17]. Пересчет частоты вращения в линейную скорость на периферии ролика: 1 мин$^{-1}$ = 0,045 км/ч.

Выполнены замеры параметров выбега роликов стенда без автомобиля, с установленными на ролики ведущими колесами ВАЗ-2108 и с приподнятыми на домкратах колесами. Приведенные массы: стенда – 200 кг [17], двух колес с трансмиссией – 18 кг.

Записи скорости аппроксимированы в редакторе Microsoft Excel полиномами 4-6-й степеней, замедления получены дифференцированием, действующие силы – умножением замедления на соответствующие приведенные массы. Для наглядности здесь расчетные таблицы сокращены с 6000 строк до 14.

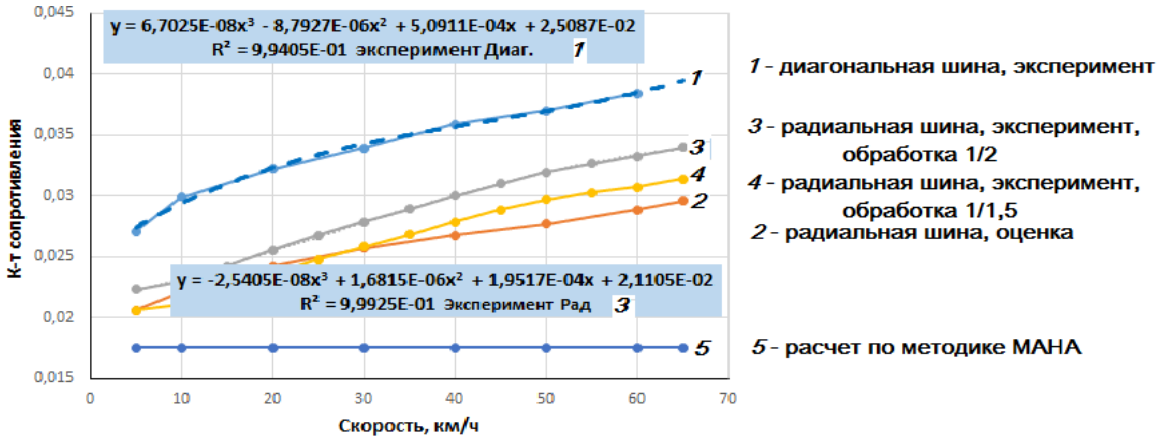
В дальнейших расчетах учтено все сказанное выше. Сила сопротивления в трансмиссии Ft вычислялась при допущении, что она составляет от ½ до 1/1,5 разности между сопротивлениями выбега на домкратах Fd и сопротивлением выбега только стенда Fs: Ft=(Fd – Fs) / 2 или Ft=(Fd – Fs) / 1,5. Сопротивления качению шин по роликам Fr вычислялись как разность между сопротивлениями выбега при полном опирании колес на ролики Fa и сопротивлениями выбега на домкратах Fd за вычетом потерь в трансмиссии (в двух вариантах): Fr = Fa – Fd – Ft.

Для сравнения рассчитана гипотетическая зависимость потерь в трансмиссии от скорости по рекомендации [5], т.е. как доля потерь на качение. Согласно табл. 1, эта доля должна составлять 1,7/10,01≈0,17. Потери на качение вычислены по уравнению средней линии поля значений *f* для шин группы ECO [18, 19]. Гипотетическая зависимость по [5] в диапазоне 5…65 км/ч – практически горизонтальная прямая *EU* на уровне 0,0041 (26 Н), резко отличающаяся как от показанных выше графиков по уровню и по градиенту, так и от результата эксперимента на ВАЗ-2108 и от потерь в МКП и АКП [20].



Фиг. 8. Коэффициент потерь холостого хода трансмиссии ВАЗ-2108

Зависимость сопротивления качению колес по роликам от скорости (фиг. 9) довольно близка к принятой нами выше (фиг. 4), вариация его заметно меньше, чем у ПХХ. Так, в выбранных нами пределах (от ½ до 1/1,5) потери в трансмиссии различаются на 30%, а сопротивление качению – на 8%. На участке от 20 до 50 км/ч сопротивление качению выросло в 1,25 раза. В работе [22] показано увеличение в 1,21 раза, т.е. достаточно близкое. Методика, заложенная в программе стенда МАНА, дает постоянное значение, заметно меньшее, чем наше.



Фиг. 9. Коэффициент сопротивления качению шин по спаренным роликам стенда

Рассчитаны также отношения потерь в трансмиссии и сопротивлений вращению колес и роликов к весовой нагрузке на колеса, а по ним формулы для практических расчетов потерь мощности в трансмиссии Pt и на сопротивление качению Pr (использованы варианты аппроксимации, которые дают самый осторожный прогноз при экстраполяции):

$$\begin{aligned} \mathrm{Pt} &= G_a \cdot v \cdot (3{,}7E-05 \cdot v \ + \ 0{,}005) / 3600 \\ \mathrm{Pr} &= G_a \cdot v \cdot (0{,}0081 \cdot ln(v) \ + \ 0{,}0001) / 3600 \end{aligned} \quad . \qquad (5)$$

4. Анализ результатов и выводы

Итак, потери холостого хода трансмиссии с повышением скорости возрастают гораздо быстрее, чем сопротивление качению. Это делает сомнительными рекомендации европейских экспертов представлять и вычислять потери холостого хода трансмиссии как часть сопротивлений качению [5].

Из-за недооценки сопротивлений качению и в опорах стенда в работе [7] получены слишком низкие значения КПД трансмиссии. Приведены расчетные потери в трансмиссии при 6000 мин$^{-1}$ до 7,65 кВт. Такое выделение энергии в картере КПП довело бы масло до кипения [22]. Расчет по формулам (5), т.е. по аналогии с экспериментом на ВАЗ-2108, показал более реальные результаты: наибольшие потери на качение – 11,3 кВт, наибольшие потери холостого хода трансмиссии – 3 кВт, КПД – от 0,97 до 0,94.

Таким образом, определение или хотя бы оценка потерь холостого хода в трансмиссии на тяговом стенде возможна, но не при допущениях, заложенных в программе стенда МАНА.

Таблица 2. Результаты измерений параметров выбега с 70 км/ч

Скорость, км/ч	ВАЗ-2108 на стенде		ВАЗ-2108 на домкратах		только стенд	
	замедление, м/с^2	сила Fa, Н	замедление, м/с^2	сила Fd, Н	замедление, м/с^2	сила Fs, Н
65	1,49300	325,5	0,77328	168,6	0,38039	75,1
60	1,45590	317,4	0,75041	163,6	0,36869	73,3
55	1,41727	309,0	0,71528	155,9	0,35698	71,2
50	1,37710	300,2	0,68527	149,4	0,34515	69,1
45	1,33540	291,1	0,66293	144,5	0,33308	66,7
40	1,29217	281,7	0,64439	140,5	0,32064	64,3
35	1,24740	271,9	0,62525	136,3	0,30773	61,7
30	1,20110	261,8	0,60388	131,6	0,29421	58,9
25	1,15326	251,4	0,58212	126,9	0,27998	56,0
20	1,10389	240,6	0,56342	122,8	0,26491	52,9
15	1,05298	229,5	0,54843	119,6	0,24889	49,6
10	1,00054	218,1	0,52789	115,1	0,23179	46,3
5	0,94657	206,4	0,4731	103,1	0,21349	42,7

Таблица 3. Результаты расчета действующих сил

V, км/ч	Ft= (Fd-Fs)/2	Ft/Ga	Fr=Fa-Fs-Ft	к-т сопр. качен.	Ft= (Fd-Fs)2/3	Ft/Ga	Fr=Fa-Fs-Ft	к-т сопр. качению
65	46,2	0,0077	203,1	0,0339	61,7	0,0103	187,7	0,0314
60	44,9	0,0075	198,7	0,0332	59,9	0,0100	183,7	0,0307
55	42,3	0,0071	195,3	0,0326	56,4	0,0094	181,2	0,0303
50	40,2	0,0067	191,0	0,0319	53,6	0,0090	177,6	0,0297
45	39,0	0,0065	185,6	0,0310	51,9	0,0087	172,6	0,0288
40	38,2	0,0064	179,4	0,0300	50,9	0,0085	166,7	0,0279
35	37,4	0,0062	173,0	0,0289	49,8	0,0083	160,5	0,0268
30	36,4	0,0061	166,6	0,0278	48,5	0,0081	154,5	0,0258
25	35,5	0,0059	160,0	0,0267	47,3	0,0079	148,1	0,0248
20	34,9	0,0058	152,7	0,0255	46,6	0,0078	141,1	0,0236
15	34,9	0,0058	144,9	0,0242	46,5	0,0078	133,3	0,0223
10	34,4	0,0057	137,4	0,0230	45,8	0,0077	125,9	0,0210
5	30,2	0,0050	133,4	0,0223	40,3	0,0067	123,4	0,0206

Литература

1. Vohminov D.E. i dr. 2000. Metodika rascheta tyagovo-skorostnyih svoystv… M.: «MAMI». — 43 s.
2. V.P. Volkov i dr. 2012. Raschet normativov razgona avtomobilya na rolikovom stende // VIsnik NTU «HPI» Serlya: Avtomoblle- ta traktorobuduvannya, 2012.– # 64(970) – S. 43-49
3. Rabinovich E.H. i dr. 2012. Izmerenie momenta inertsii i soprotivleniy holostogo hoda transmissii avtomobilya VAZ-2105… "METROLOGIYA–2012" S. 394-397.
4. Rabinovich E.H., Zuev V.A.i dr. 2010. Opredelenie momenta inertsii i soprotivleniy holostogo hoda transmissii kolesnoy mashinyi, Vestnik 2010. — s.240-245
5. Kühlwein J. 2014 Driving Resistances of Light-Duty Vehicles in Europe: present situation, trends, and scenarios for 2025: www.theicct.org/.../ICCT_WLTP_EffectEU_20141029.pdf
6. Pitshelauri M.M. Metodika i ispyitaniya avtomobilnyih korobok peredach / diss. ktn. M. 1950 – 295 C.
7. Irimescu A. et al. 2011. Automotive transmission efficiency measurement using a chassis dynamometer. International. Journal of Automotive Techn., Vol. 12, No. 4, pp. 555−559 (2011)
8. LPS 3000 - MAHA USA L.L.C Workshop Equipment / www.maha-usa.com/lps-3000.htm
9. Badalyan L.H. i dr. Korrektnost’ opredeleniya mehanicheskogo KPD transmissii. Novosibirsk: 2013
10. Rabinovich E.H. Issledovanie i sovershenstvovanie metodov i sredstv stendovoy proverki avtomobilnyih tormozov. Diss. kand. ... Harkov, HADI, 1981.
11. Serov A.V. 1969 Stendyi dlya kontrolya tehnicheskogo sostoyaniya i obkatki… Diss. kand. I. M.: 1969
12. Reimpell J. 1986 Shassi avtomobilya. Amortizatoryi, shinyi i kolesa / Per. c nem. M.: Mashinostroenie, 1986. 320 s..
13. Govoruschenko N.Ya. et al. 1986 A. s. 1210084 SSSR, MKI4 G 01 M 17/00. Sposob diagnostirovaniya peredatochnyih mehanizmov i podshipnikov koles transportnogo sredstva na stende s begovyimi barabanami / zayavl. 02.11.83; opubl. 07.02.86, Byul. # 5
14. Govoruschenko N.Ya. et al. 2009. Rolikovyie stendyi dlya proverki tormoznyih i tyagovyih svoystv avtomobiley. — Harkov: Izd-vo HNADU. — 344 s.
15. Anurev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya, (3 toma)
16. Razvesovka «Samaryi» po kolyosam. https://www.drive2.ru/l/288230376152029222
17. Marmut I.A. 2001 Razrabotka nauchno-metodicheskih osnov proektirovaniya universalnyih peredvizhnyih stantsiy diagnostiki legkovyih avtomobiley. Dis…kand. tehn. nauk: Harkov,.
18. BOSCH. Automotive Handbook 5th ed.
19. Rabinovich E.H. i dr. 2008 Opredelenie soprotivleniy dvizheniyu avtomobilya metodom dvukratnogo vyibega. Harkov, HNADU.- S. 46-48.
20. Devin R. Hilty 2010 An Experimental Investigation of Spin Power Losses of Planetary Gear Sets. The Ohio State University https://etd.ohiolink.edu/rws_etd/document/get/osu1276270638/inline
21. Merkisz J. et al. New Trends in Emission Control in the EU 2013 - Technology & Engineering
22. Dyno Thoughts and HP Losses / www.sdsefi.com/techdyno.htm

За контакти: ass. prof. Ph. D., eng. Ernest Rabinovich. Kharkov National Automobile Highway Uneiversity. Department "Technical maintenance and automobile service". 61103 Харьков, просп. Науки 66 кв. 44. Kharkov Ukraine. +38(067)5797220. erjara3@gmail.com;

prof. D.S., eng. Vladimir Volkov volf949@mail.ru

ass. prof. Ph. D., eng. Igor Marmut mia2005.62@mail.ru

ass. eng. Vladimir Zuev vlal.zu@mail.ru

ОСОБЕННОСТИ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ БОРТОВОГО ИНФОРМАЦИОННОГО КОМПЛЕКСА В ПРОЦЕССАХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБМЕНА МЕЖДУ ЭЛЕМЕНТАМИ ITS ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Владимир Волков[1], **Игорь Грицук**[2], **Юрий Грицук**[3], **Юрий Волков**[4]

THE FEATURES OF FUNCTIONAL OPPORTUNITIES OF THE ON-BOARD INFORMATION COMPLEX IN THE PROCESSES OF PROVIDING THE INFORMATION EXCHANGE BETWEEN THE ELEMENTS OF ITS OF A VEHICLE

Vladimir Volkov[1], **Igor Grytsuk**[2], **Yurii Grytsuk**[3], **Yurii Volkov**[4]

Abstract. The features of information exchange between the ITS elements of a vehicle, transport infrastructure and infrastructure of highways in the processes of monitoring of parameters of technical condition under operating conditions are shown in article. The main results of working processes of monitoring of a vehicle under the operating conditions are defined.
Keywords: Monitoring, vehicle, information exchange, technical condition, on-board complex, interaction

1. Введение:

Существенная пространственная протяженность, сложность и распределенность условий эксплуатации транспортных средств (ТС) и транспортной инфраструктуры со своими особенностями и многообразием могут считаться объектом автоматизации современных информационных систем в условиях интеллектуальных транспортных систем (ITS).

Знание основ теории эксплуатации транспортных средств является фундаментом при разработке прогрессивных систем нормирования и планирования на транспорте с помощью современных информационных систем [1].

Большинство задач в процессе усовершенствования методов оперативного управления работоспособности автомобиля, которые решаются техническими службами эксплуатации ТС, имеют информационную составляющую оценки: дорожных условий эксплуатации ТС в части высоты дороги над уровнем моря, продольного профиля (рельефа местности), типа и состояния дорожного покрытия; ремонта, строительства и обслуживания объектов дорожной инфраструктуры; их мониторинг; прогнозирование возможных аварийных ситуаций, транспортных условий в части насыщенности и интенсивности движения ТС, особенностей груза, режима и скорости движения; атмосферно-климатических условий, культуры эксплуатации ТС и т.д. [2 - 4]. Перечисленные и подобные им задачи пока в основном решаются устаревшими методами, которые уже не обеспечивают необходимого качества и эффективности [2]. Оценка условий эксплуатации, анализ планов и профилей автомобильных дорог, как правило, составляются вручную в бумажном виде, обновление карт и схем осуществляется крайне редко, данные о состоянии большинства объектов не систематизированы и, соответственно, труднодоступны. Такая ситуация усложняет задачу управления классификацией условий эксплуатации ТС в информационных условиях ITS.

2. Изложение:

Для исследования способов и технологических процессов эксплуатации ТС, совершенствования организации и разработки методов и технических средств автоматизации, компьютеризации и информатизации процессов эксплуатации целесообразно использовать новые возможности для получения технической информации об отдельных ТС путем мониторинга ее параметров состояния с помощью современных средств ITS. Реализация указанных возможностей обеспечивается сочетанием современных компьютерных технологий и сети навигационных спутниковых

технологий, а именно GPS, A-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet, локальной сетью и т.д. [5 - 8]. К бортовым средствам ITS на транспорте сегодня относят традиционные и опционные объекты современной автомобильной электроники, автономные микропроцессорные системы автоматического контроля и управления ТС и тому подобное.

Для обеспечения формального подхода к процессу моделирования и построения информационной системы мониторинга ТС в условиях ITS была разработана общая методика построения и моделирования системы мониторинга параметров технического состояния ТС. Для формирования исследуемой информационной системы для анализа и взаимодействия ТС с окружающей средой, в виде условий эксплуатации, определены принципы системного взаимодействия и предложена методика моделирования и построения информационной системы мониторинга ТС на основе бортового комплекса ITS [5, 9 - 12] (фиг.1).

При создании информационной системы мониторинга технического состояния ТС в зависимости от условий эксплуатации в условиях ITS, для формирования структуры бортового комплекса ITS с учетом его функциональных возможностей, были определены, обобщены и выполнено сравнение имеющихся сведений о применении ITS на ТС. Кроме того, это было выполнено с учетом того, что это является эффективным только для таких составляющих их проблем и таких вариантов решений, для которых будет существенной информатизация ТС и автомобильного транспорта (АТ) в целом. Для этого и была, с использованием системного подхода, решена поставленная задача, а именно, выполнено обоснование перспективы формирования системы мониторинга для получения технической информации об отдельных ТС и условиях их эксплуатации.

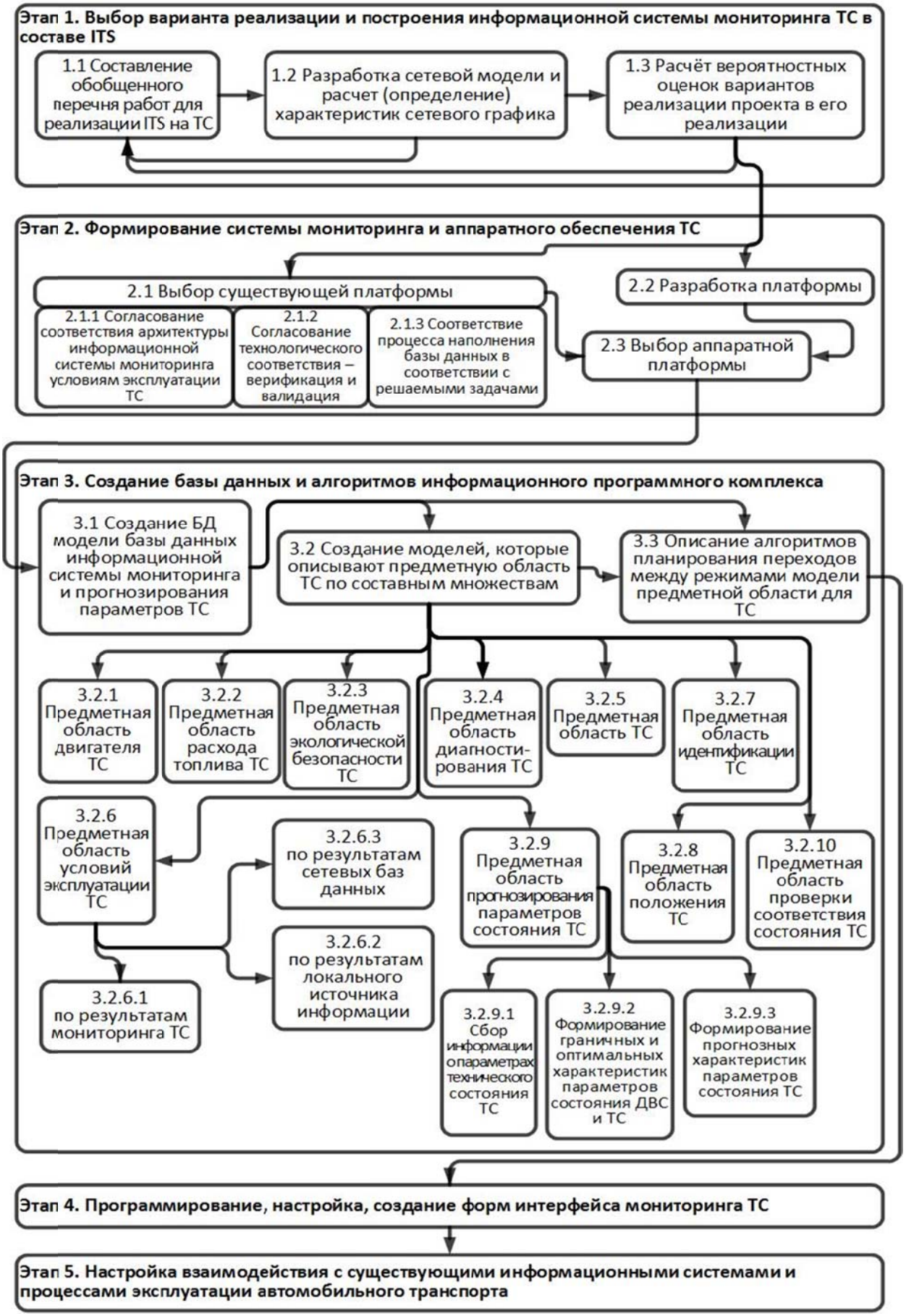
Разработанная информационная система мониторинга технического состояния ТС обеспечивает постоянный контроль технического состояния ТС, действий водителя, условий использования ТС в зависимости от условий эксплуатации в условиях ITS. Основные этапы работы по созданию структуры системы дистанционного мониторинга ТС на основе бортового информационного комплекса ITS были выполнены и описаны авторами предыдущих исследований кафедры ТЭСА ХНАДУ [5], а именно этапы 1, 2, 4, 5. Для обеспечения взаимодействия составляющих и создания базы данных и алгоритмов информационного программного комплекса был усовершенствован этап 3 в части создания моделей, описывающих предметную область ТС по составляющим множествам.

На фиг. 2 показана разработанная авторами схема информационного обмена между элементами ITS транспортного средства для выполнения дистанционного исследования быстроменяющихся рабочих процессов эксплуатации ТС в процессе изменения условий эксплуатации [5, 14, 9]. Особенности информационного взаимодействия между элементами ITS транспортного средства и транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог в процессах дистанционного управления его работоспособностью описаны в [14 - 17]. Для обеспечения дистанционного мониторинга параметров технического состояния и рабочих процессов эксплуатации ТС в реальном времени в процессе проведенного исследования была использована структура системы мониторинга ТС, описанная в [5, 14, 9].

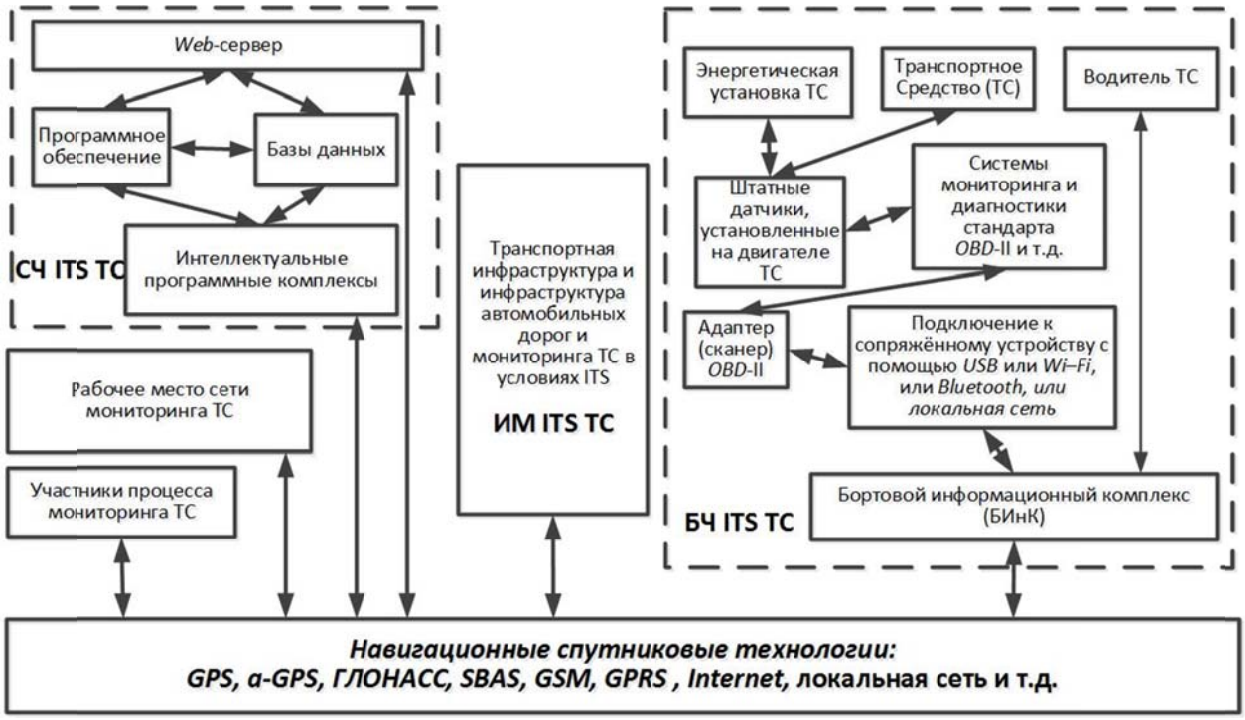
Схема информационного обмена между элементами ITS транспортного средства и транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог в процессах мониторинга параметров технического состояния в пределах виртуального предприятия автомобильного транспорта в условиях эксплуатации [5, 14, 9] показана на фиг. 2. В схеме предложено системное взаимодействие основных составляющих процесса мониторинга параметров состояния ТС для обеспечения и формирования классификации условий эксплуатации, а именно СЧ ITS ТС, ИМ ITS ТС и БЧ ITS ТС (расшифровки аббревиатур приведены на фиг. 2).

Структура и взаимосвязь функциональных возможностей бортового информационного комплекса для получения информации об условиях эксплуатации ТС в пределах с виртуальным предприятием по эксплуатации автомобильного транспорта

(ВПЭАТ) показаны на фиг. 3. В основу системного взаимодействия положены следующие



Фиг. 1. Общая методика моделирования и построения информационной системы мониторинга ТС на основе бортового комплекса ITS

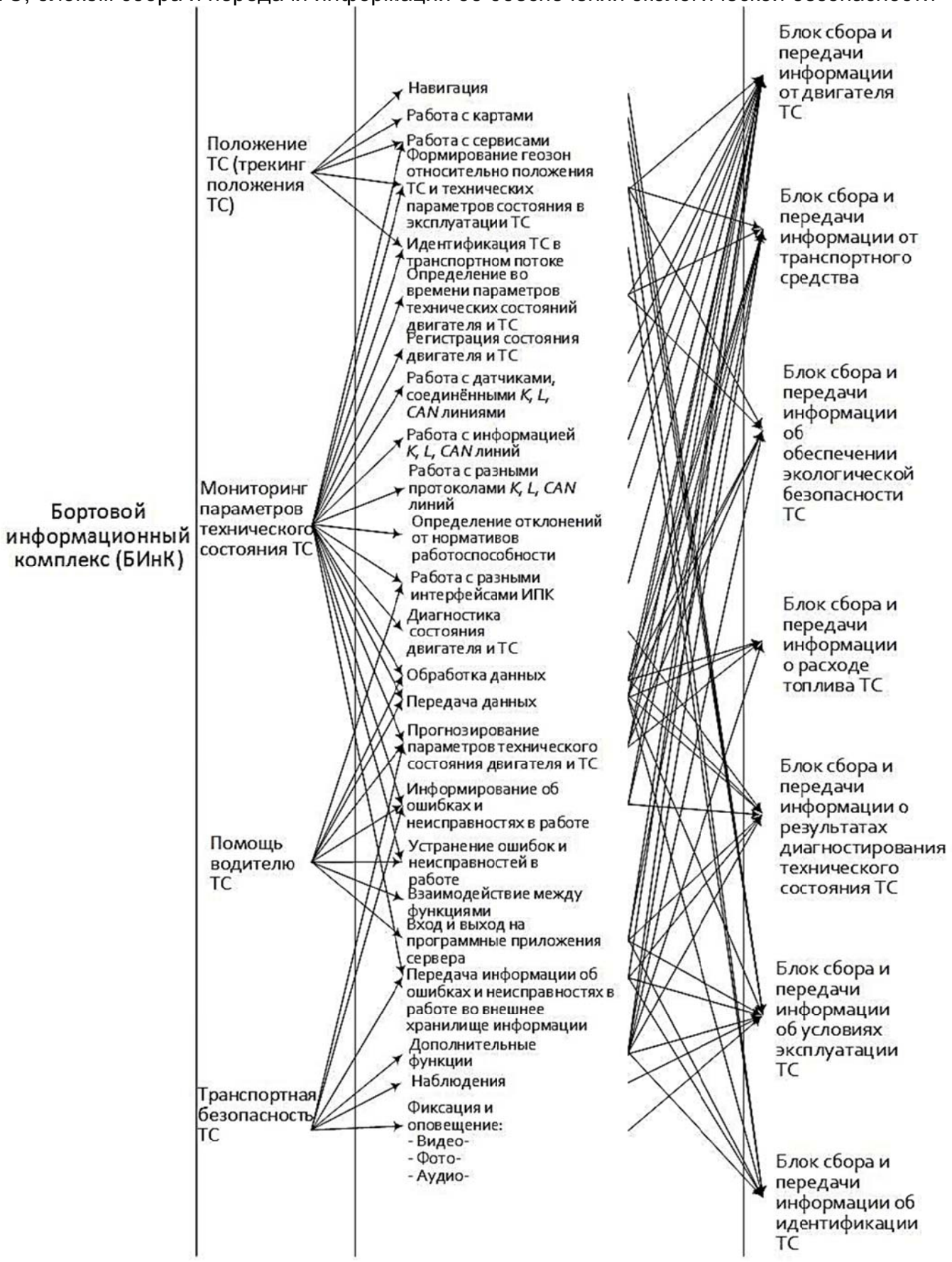


Фиг.2. Схема информационного обмена между элементами ITS транспортного средства и транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог в процессах мониторинга параметров технического состояния в условиях эксплуатации (СЧ ITS ТС - серверная часть ITS ТС; ИМ ITS ТС - инфраструктура мониторинга ITS ТС в транспортной инфраструктуре и инфраструктуре автомобильных дорог; БЧ ITS ТС - бортовая часть ITS ТС в составе бортового информационного комплекса (БИнК))

основные функции бортового информационного комплекса, а именно обеспечение определения положения ТС (трекинг положения ТС), обеспечение мониторинга параметров технического состояния ТС, решение задачи помощи водителю ТС в процессах эксплуатации ТС, обеспечение транспортной безопасности ТС. Функционирование основных функций БИнК обеспечивается выполнением возложенных на него функций с помощью системного взаимодействия конструктивных особенностей ТС и составляющих элементов ITS, а именно (фиг. 3) в части: работы с информацией (при наличии различных протоколов), полученной от датчиков ТС, соединенными K, L или CAN линиями; работы с различными интерфейсами программных комплексов; идентификации ТС в транспортном потоке; передаче и обработке данных при одновременном взаимодействии между основными функциями; эксплуатации транспортного двигателя и ТС с определением: параметров двигателя и ТС в работе, ТО и ремонте и их изменение, отклонений от нормативов работоспособности, срочных (временных) состояний эксплуатации двигателя и ТС, с формированием геозон по параметрам эксплуатации ТС; транспортной безопасности ТС при выполнении функций наблюдения и фиксации (видео-, фото-, аудио-) навигации при работе с картами и сервисами; регистрации состояния двигателя и ТС; вход и выход на программные приложения сервера; помощи водителю: с информированием об ошибках и неисправностях в работе, с устранением ошибок и неисправностей в работе; с передачей информации об ошибке и неисправности в работе во внешнее хранилище информации, и тому подобное.

В дальнейшем, для формирования базы данных о техническом состоянии и условиях эксплуатации ТС на основе ITS, полученная информация системно перераспределяется между основными информационными блоками в составе объектов автоматизации транспортного средства, а именно между: блоком сбора и передачи

информации от двигателя ТС, блоком сбора и передачи информации о расходе топлива ТС, блоком сбора и передачи информации об обеспечении экологической безопасности



Фиг. 3. Структура і взаємозв’язок функціональних можливостей бортового інформаційного комплексу

ТС, блоком сбора и передачи информации о результатах диагностирования технического состояния ТС, блоком сбора и передачи информации от транспортного средства, блоком сбора и передачи информации об условиях эксплуатации ТС и блоком сбора и передачи информации об идентификации ТС.

Для выполнения идентификации ТС в транспортном потоке, мониторинга параметров технического состояния транспортного двигателя и ТС с возможностью прогнозирования параметров, диагностики состояния ТС с использованием общедоступного информационного и диагностического оборудования и самого ТС был разработан бортовой информационный комплекс – БИнК. Конструктивно, для проведения исследования в пределах установленной программы, БИнК состоял [5, 18 - 19] из бортового диагностического сканера-адаптера Scanmaster ELM327, подключенного к разъему OBD-II транспортного средства и смартфона (планшета), соединенного через Bluetooth с ним, с установленными программами мониторинга и диагностирования ТС. При подключении Scanmaster ELM327 к разъему OBD-II автомобиля на монитор смартфона выводилась техническая информация, преобразованная в бортовом контроллере ТС, поступающая от его штатных датчиков ТС. От (через) смартфона информация, а именно параметры технического состояния ТС, с помощью навигационных спутниковых технологий с использованием технических возможностей сервера мониторинга поступают к удаленному рабочему месту системы мониторинга ТС. Исследования в составе описанной информационной системы мониторинга на основе БИнК проводились на легковых транспортных средствах Hyundai i30 1.4 MT (GD) с двигателем G4FA (4Ч 7,7 / 7,5), Volkswagen Golf VII GTD 2.0 TDI с дизелем CLLA, CFGB (4Ч 8, 1 / 9,55) и Kia Cee'd 2.0 5MT2 с двигателем G4GC (4Ч 7,72 / 8,45).

При этом, с помощью сканера-адаптера Scanmaster ELM327 для считывания информации о параметрах технического состояния через разъем OBD-II со штатных датчиков двигателя и ТС (БЧ ITS ТС) полученная информация, через подключение к сопряженному устройству, с помощью сети связи передается в СЧ ITS, автоматизированного рабочего места сети мониторинга ТС и других участников процесса мониторинга ТС.

3. Заключение:

Информационный обмен между элементами ITS ТС, транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог, в процессах мониторинга параметров технического состояния в условиях эксплуатации, осуществлялся в ручном, автоматизированном и автоматическом режимах. Результатом процессов мониторинга рабочих процессов ТС в условиях эксплуатации было определение фактических параметров технического состояния самого ТС, корректировки условий эксплуатации, а также точного определения местоположения и точного времени по параметрам, принятым от навигационных спутниковых систем, выполняемым GPRS приемником, и обмена этой информацией с рабочим местом мониторинга ТС и другими участниками мониторинга рабочих процессов ТС.

Литература:

1. Hovorushchenko, N.Ya., Turenko, A.N. *Systemotekhnyka transporta (na prymere avtomobylnoho transporta)* [System engineering of transport (by the example of motor transport)]. Kharkov, RYO KhHADTU, 1999, 468 p.

2. Alekseev, V.V., Kurakyna, N.I., Orlova, N.V., Mynyn,a A. A. *HYS monytorynha transportnykh setei [GIS monitoring of transport networks].* Data+. Heoynformatsyonnye systemy dlia byznesa y obshchestva – Data +. Geoinformation systems for business and society 2014, №2 (69). Available at: https://www.dataplus.ru/news/arcreview/detail.php?ID=17802&SECTION_ID=1058

3. Hovorushchenko, N. Ya. *Tekhnycheskaya ekspluatatsyya avtomobyley [Technical operation of cars].* Khar'kov, Vyshcha shkola Publ., 1984. 312 p.

4. Hovorushchenko, N. Ya. *Systemotekhnyka avtomobyl'noho transporta (raschetnye metody yssledovanyy)* [*System technic of vehicles (calculation methods of research)*]. Khar'kov, KhNADU Publ., 2011. 292 p.

5. Volkov, V.P., Mateichyk, V.P., Nykonov, O.Ya., Komov, P.B., Grytsuk, I.V., Volkov, Yu.V., Komov, Ye.A. *Intehratsyia tekhnycheskoi ekspluatatsyy avtomobylei v strukturu i protsessy intellektualnykh transportnykh system: monohrafiia [Integration of technical operation of cars into the structure and processes of intelligent transport systems: monograph]*. Donetsk, Noulydzh Publ., 2013. 400 p.
6. Prykhodko, V.M., Moroz, S.M., Rementsov, A.N. *Formyrovanye funktsyonalnykh vozmozhnostei intellektualnoi transportnoi systemy dlya avtomobylnoho transporta [Forming the functional capabilities of an intelligent transport system for road transport]*. Zhurnal Avtomobylnykh Inzhenerov [Journal of Automotive Engineers]. 2011. Issue 4 (69). pp. 23–27.
7. *Nauchnye podkhody k formyrovaniyu hosudarstvennoi stratehiy razvytiya intellektualnykh transportnykh system [Scientific approaches to the formation of the state strategy for the development of intelligent transport systems*]. Avtotransportnoe predpryiatye [Motor transport enterprise]. 2010. Issue 7(45). pp. 2–10.
8. Vlasov, V.M. Yefymenko, D.B., Bohumyl, V.N. *Transportnaia telematyka v dorozhnoi otrasly: uchebn. posobye [Transport telematics in the road sector: training. allowance]* Moscow, MADI Publ., 2013. 80 p.
9. Volkov, V.P., Mateichyk, V.P., Komov, P.B., Grytsuk, I.V., Smeshek, M., Volkova, T.V., Tsiuman, M.P. Intelektualni systemy monitorynhu transportu: monohrafiia [Intelligent transport monitoring system: monograph]. Kharkiv, HTMT Publ., 2015. 246 p.
10. Mateichyk, V.P., Volkov, V.P., Komov, P.B., Grytsuk, I.V., Komov, A.P., Volkov, Yu.V. *Osoblyvosti monitorynhu stanu transportnykh zasobiv z vykorystanniam bortovykh diahnostychnykh kompleksiv [Features of monitoring of condition of vehicle using onboard diagnostic systems]* Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka: naukovyi zhurnal [Project management, systems analysis and logistics: scientific journal.]. Kiyv, NTU, 2014. Issue 13. pp. 126–138.
11. Ahmedov, T.N., Zhankaziev, S.V., Finkel, A.Ye. *Osnovyi sistemyi kontrolya sostoyaniya transportnogo sredstva v protsesse vyipolneniya perevozok [Fundamentals of system of state control of the vehicle on carrying out the transportation]*. Nauchnyie aspektyi razvitiya transportno-telematicheskih system [Scientific aspects of transport and telematics systems]. Moscow, MADI Publ. 2010. pp. 138 – 164.
12. Mateichyk, V.P., Volkov, V.P., Grytsuk, I.V., Tsiuman, M.P., Volkov, Yu.V. *Osoblyvosti struktury system monitorynhu transportnykh zasobiv na osnovi bortovoho kompleksu ITS [Features of the structure of the monitoring systems of vehicles from onboard complex ITS]*. Informatsiini protsesy, tekhnolohii ta systemy na transporti [Information processes, technologies and transport system]. 2014. Vol. 2. pp. 180–188.
13. Autonomous car. Wikipedia. The Free Encyclopedia. Available at:: http://en.wikipedia.org/wiki/Autonomous_car
14. Volkov, V.P., Mateichyk, V.P., Komov, P.B., Grytsuk, I.V., Komov A.P. *Osoblyvosti informatsiinoho obminu v protsesi dystantsiinoho upravlinnia robotozdatnistiu transportnykh zasobiv [Features information exchange during remote control working capacity of vehicles].* Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu [Proceedings of the National Transport University]. 2014. Vol. 29. pp. 63–74.
15. *Yevropeiska uhoda, yaka dopovniuie Konventsiiu pro dorozhnii rukh, vidkryta dlia pidpysannia u Vidni 08 lystopada 1968 roku* [European Agreement supplementing the Convention on Road Traffic, opened for signature at Vienna on 8 November 1968]
16. *Zvedena rezoliutsiia stosovno konstruktsii transportnykh zasobiv (SR.3)* – (ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.2 vid 30 chervnia 2011 roku – dokument Yevropeiskoi ekonomichnoi komisii OON) [Overall resolution concerning the construction of vehicles (RE3) - (ECE / TRANS / WP.29 / 78 / Rev.2 of 30 June 2011 - document UNECE)]
17. *Poriadok perevirky tekhnichnoho stanu transportnykh zasobiv avtomobilnymy pereviznykamy. Nakaz Ministerstva transportu ta zviazku Ukrainy vid 05 serpnia 2008 roku № 974*, zareiestrovanyi v Ministerstvi yustytsii Ukrainy 01 veresnia 2008 roku za № 794/15485 [The procedure for checking the technical state of vehicles on carriers. Order of the Ministry of Transport and Communications of Ukraine dated August 5, 2008 № 974, registered in the Ministry of Justice of Ukraine on September 1, 2008 under number 794/15485]
18. KIA CEE’D. Rukovodstvo po remontu avtomobylei KIA CEE’D [KIA CEE'D. Car repair manual KIA CEE'D] Moscow, Publishing Morozov. 568 p.
19. Grytsuk, I.V. Systemnoe formyrovanye y analyz struktury kompleksnykh system kombynyrovannoho progreva dvygatelei stroytelnykh i dorozhnykh mashyn [System formation and analysis of the structure of complex systems for combined heating of engines of construction and road machines] Enerhooshchadni mashyny i tekhnolohii. Tezy dopovidi Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii (28-30 travnia

2013r.) [Energy-saving machines and technology. Abstracts of the International Scientific Conference (28-30 May 2013)] Kiew, KNUBA, 2013. pp. 87–88.

За контакти:
Volkov Volodymyr Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (+38067) 747-21-77; e-mail: volf949@mail.ru.
Grytsuk Igor Valeriyovich – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (+38066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.
Grytsuk Yurii Valeriyovich – Candidate of Technical Sciences (PhD), Associate Professor at the Department of general engineering training, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture, Kramators'k; tel.: (+38050) 620-47-02; e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com.
Volkov Yurii Volodimyrovich – Postgraduate Student at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (+38098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

О КОНТРОЛЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

ABOUT CONTROLLING THE SEALING OF THE COOLING SYSTEM

Alexandr Ditjatiev

Abstract. Modern high-loaded automobile engines require a special mode and technical means to ensure the operability of the cooling system. Some approaches to realizing the control of the state of modern cooling systems using known equipment
Keywords: Cooling system, tightness, intercooler, leakage tester NIIAT K-69 M.

1. Въведение:

Операция контроля герметичности системы охлаждения присутствует обычно во всех видах профилактического обслуживания независимо от принятой системы технического обслуживания. Столь активное внимание к системе диктуется техническими, экономическими и экологическими соображениями. С другой стороны, эволюция систем охлаждения и важность операции контроля герметичности стимулирует совершенствование методов и применяемых средств контроля.

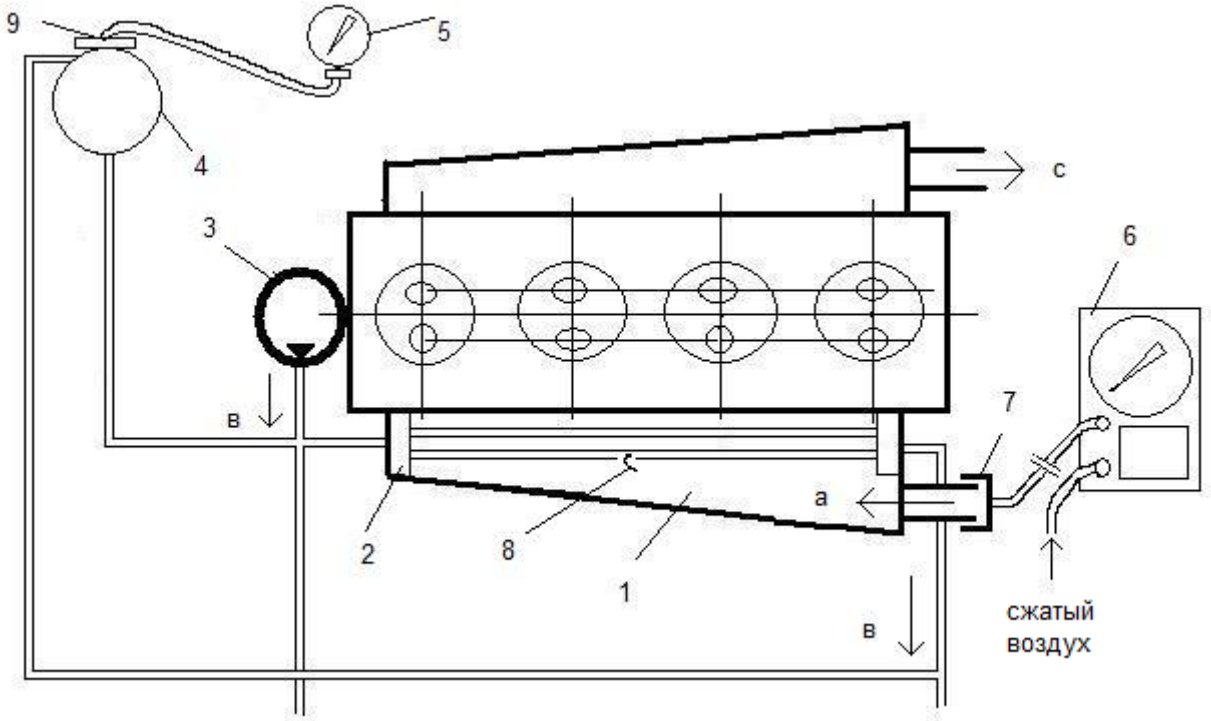
2. Изложение:

Герметичность традиционных систем охлаждения (без специальных теплообменников), наряду с применением флюоресцирующей добавки в охлаждающую жидкость в комплексе с ультрафиолетовой лампой, принято контролировать при помощи специального набора, имеющего в своём составе насос, манометр, запирающий вентиль и адаптер, представляющий собой крышку расширительного бачка/радиатора со штуцером. Процедура контроля включает прогрев двигателя до рабочей температуры, накачивание воздуха в систему через адаптер до давления 140-150 кПа, закрытие вентиля и наблюдение за темпом падения давления в системе. При скорости падения более 20 кПа за 10 минут необходимо перейти к операции локализации негерметичности. Контроль производится при неработающем двигателе, причём наиболее просто определяются негерметичности, выходящие наружу. Подобный набор имеется в комплекте специнструмента у каждого автопроизводителя. Например, у Volkswagen это VAG 1247B, у Renault – M.S. 554.07. На рынке автосервисного оборудования имеются предложения универсальных тестеров системы охлаждения, применимых к большинству известных марок автомобилей, например, модель HKCRW (21 предмет) китайского производителя Sumatt, или модель SMC 112 NEW от российского ГАРО [1].

Современные автомобили в своём составе имеют различные теплообменники типа газ-жидкость, жидкость-жидкость, включённые в контур системы охлаждения. К ним относятся промежуточный охладитель в турбированном двигателе, охладитель отработавших газов в системе рециркуляции отработавших газов, масляный радиатор автоматической трансмиссии. Применение первых двух охладителей характерно, главным образом, для дизельных двигателей [2]. При наличии в автомобиле этих компонентов, контроль герметичности системы охлаждения и особенно локализация неисправностей, существенно осложняется тем, что разгерметизация проявляется внутрь объёма и снаружи визуально не обнаруживается. В этом случае сервисный набор - тестер системы охлаждения показывает лишь наличие негерметичности, но для её локализации требуются дополнительные операции и, соответственно, дополнительные средства. Кроме того, для локализации различных теплообменников необходимо использовать различные методы. В частности, для промежуточного охладителя и охладителя отработавших газов также может быть использован сжатый воздух, но при подаче его в охлаждаемый объём с контролем давления в системе охлаждения. Локализация в теплообменнике «масло-охлаждающая жидкость» может осуществляться

контролем наличия в жидкости противоположных сред – охлаждающей жидкости в масле и масла в охлаждающей жидкости.

На фиг.1 представлена схема локализации негерметичности промежуточного охладителя.



Фиг. 1.Локализация негерметичности

1 – впускной трубопровод, 2 – теплообменник, 3 – насос охлаждающей жидкости, 4 – расширительный бачок, 5- -манометр, 6 – пневмотестер НИИАТ К-69М, 7 –адаптер, 8 – негерметичность теплообменника.

Для реализации процесса потребовался манометр 5 с диапазоном измерения до 100 кПа, адаптер 9 со штуцером на расширительный бачок, пневмотестер НИИАТ К-69М 6, адаптер 7 на входной патрубок промежуточного охладителя. Для работы данного комплекта устройств необходимо на вход НИИАТ К-69М [3], который в данном случае используется в режиме редуктора давления, подать сжатый воздух. Редуцированный на НИИАТ К-69М воздух подаётся через адаптер 7 во впускной трубопровод, и далее, при наличии негерметичности 8, в трубки теплообменника, тем самым повышая в них давление. Это давление фиксируется манометром 5, что и является симптомом негерметичности.

Процедура контроля предусматривает предварительный прогрев двигателя до номинальной температуры; после остановки двигателя – монтаж адаптеров 7 и 9 с манометром и тестером НИИАТ К-69М, медленное повышение давления до 40 – 60 кПа поворотом ручки редуктора давления против часовой стрелки на тестере НИИАТ К-69М. Эта регулировка давления необходима для компенсации утечек через открытые клапаны двигателя и для создания перепада давления на негерметичности. Следующий шаг – контроль давления по манометру. Если в течение 5 – 10 минут давление растёт, это означает, что промежуточный охладитель негерметичен и требует замены.

Аналогичным образом локализуется негерметичность теплообменника системы рециркуляции отработавших газов. Соответственно, необходимо позаботиться об адаптере, подающем сжатый воздух от тестера НИИАТ К-69М в выпускную систему. Для систем рециркуляции высокого давления (отбор перепускаемых газов до турбокомпрессора) применим вариант подачи воздуха непосредственно в выпускную трубу. Для систем низкого давления (отбор перепускаемых газов после

турбокомпрессора), имеющих в системе выпуска дроссельную заслонку, более предпочнительна подача воздуха непосредственно в воздухообменник.

Литература

1. Elektronniy resurs. Reshim dostupa: www.garo.cc
2. Elektronniy resurs. Reshim dostupa: vwts./pps_526_sem_diz_dwg_ea288_rus.pdf
3. Technitcheskoe obslushiwanie, remont I hranenie awtotransportnich sredstw: W 3 kn. – K.: Wisha shk., 1991. – Kn. 1. Teoretictsceskie osnowi/ Technologija/W.E. Kanartchuk, A.A. ludtchenko, I.P. Kurnikow, N.A. Luyk. – 359.: il

За контакти: канд. техн. наук. Дитятьев А.В., Харьковский Национальный Автомобильно – дорожный Университет, г.Харьков, ул. Ярослава Мудрого, 25, +38 068 6082095, alex-dit@ukr.net

МАГНИТНИ КОМПОНЕНТИ ЗА УЛТРА-ЛЕКИ ЕЛЕКТРИЧЕСКИ АВТОМОБИЛИ

Венцислав Вълчев

MAGNETIC COMPONENTS FOR ULTRA LIGHT ELECTRICAL VEHICLES

Vencislav C. Valchev
Technical University of Varna

Abstract
This paper studies the coming ultralight electric vehicles and magnetic components for improving the size and weight. Global warming effects are discussed and possible solutions by using electrical vehicles. The categories of electric vehicles defined by weight are presented. Improved magnetic materials and designs are considered for power electronic converters of EVs. Nanocrystalline magnetic materials are defined as the most promising materials in the case because of their high saturation magnetic flux density and high permeability. These features provide reduced size and weight of the components. Planar designs are considered based on their advantages: increased efficiency (up to 99%); reduced weight of the component, 4 times lighter; improved cooling; reduced leakage inductance, high repeatability of electrical and magnetic parameters and dimensional accuracy.

Keywords: ultralight electric vehicles, magnetic components, planar designs

1. INTRODUCTION

Global warming effects

In our time, mankind faces several challenges, including lack of energy and global warming. During the past 50 years, the average temperature in the Earth increased at the fastest rate in recorded history. The reason is the industrial and domestic activities of the human. In a Report of Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) it is concluded that "It is extremely likely that human influence has been the dominant cause of the observed warming since the mid-20th century." [1].

The emission of greenhouse gases such as CO2, methane and nitrous oxide are the main causes for this effect. It is summarized that during the 21st century the global surface temperature is likely to rise a further 0.3 to 1.7 °C for their lowest emissions scenario and 2.6 to 4.8 °C (4.7 to 8.6 °F) for the highest emissions scenario [1]. According to reference [2], the volume of Arctic Ice is decreased dramatically in the last 20 years and will almost vanish by 2025, fig.1. Many scientists research the consequences of global warming, and many agree that bad environmental, economic, and health consequences are likely to occur if current trends continue [3], [4].

The reduction of the greenhouse gas (GHG) emissions and the related economic effects of dependency on fossil fuel define the important role of electrical vehicles (EV's) and electric automotive industry [5],[6].The climate benefit of EV's should be accompanied with an increasing utilization of more renewable energy sources [7].

The EV's are as green as the electric grid from which they charge their battery packs [7]!

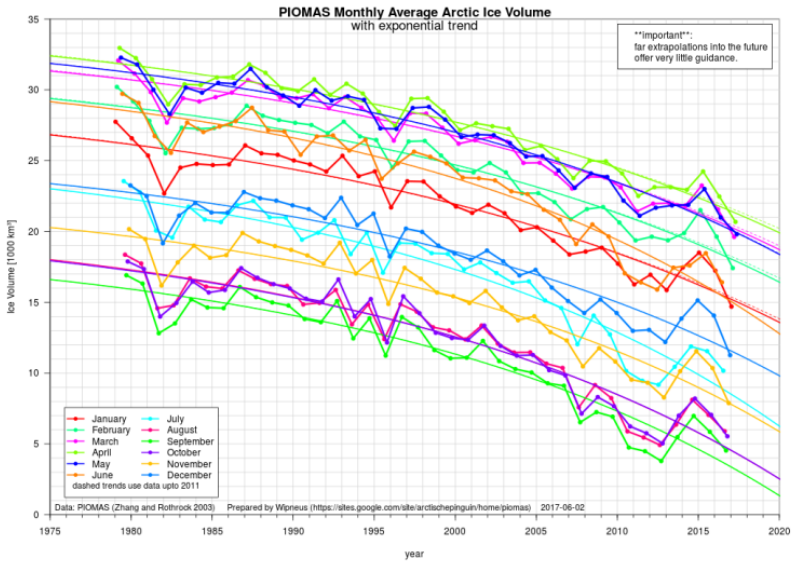


Fig. 1 The volume of Arctic Ice is decreased dramatically in the last 20 years and will almost vanish by 2035, [2].

Global Warming Solutions with Electrical Vehicles

The EVs can be classified in three groups according to propulsion technology. Those are Hybrid EV (HEV), Plug-in HEV (PHEV) and Battery EV (BEV), fig.1. According to the weight, they all can be divided in three weight categories: a) conventional, b) light and c) ultralight, fig.1. The conventional vehicles with weight of 1500 kg or more (Leaf), light vehicles between 500 and 1000 kg (smart) and ultralight vehicles 400 kg or less (ULBEC concept, UGent) are the three categories.

The EV is named ELBEV, which is an acronym for Ecologic Low Budget Electric Vehicle is presented in [9], [10]. It is a single person ultra light EV with two driven and steering front wheels and one rear wheel. The three most important parameters when aiming at efficient EV's are weight, weight and weight again (prof. Alex Van den Bossche, Gent University) [9], [11].

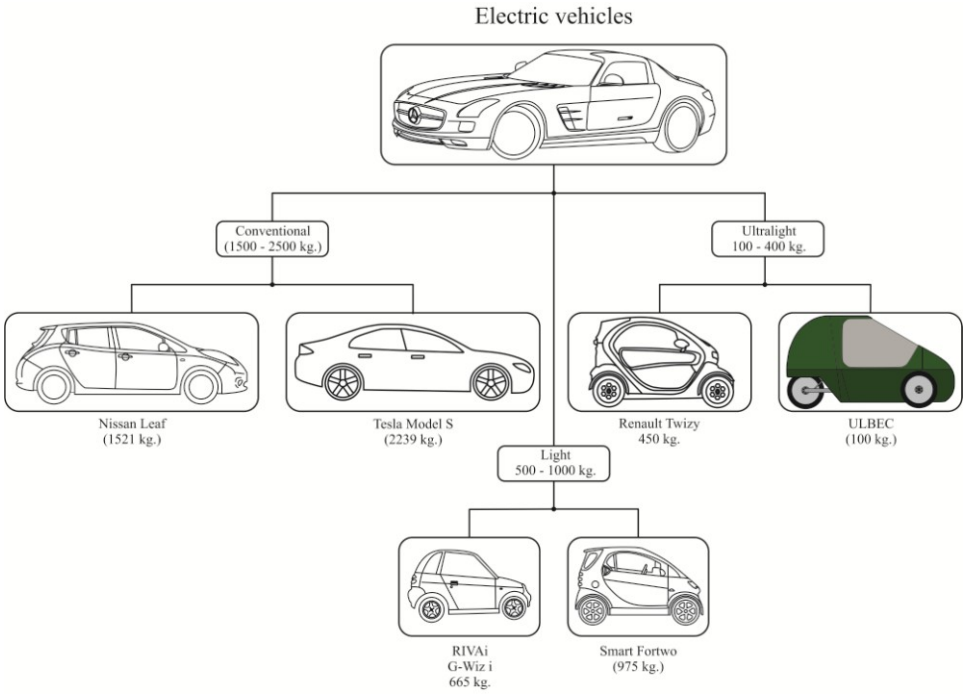


Fig. 2. Electrical Vehicles classification by weight.

There are three power electronic converter groups that in EV's can be studied and improved in order to achieve the design goals. Those are the drives, the battery charger and the power electronic converters providing the auxiliary power in the vehicle.

The paper studies the possibilities for optimizing the design of magnetic components of converters for the ultra light vehicles in order to reduce the main target parameter: the weight of the vehicle.

2. SPECIFIC DESIGN GOALS FOR MAGNETIC COMPONENTS FOR EV'S

The specific design goals for magnetic components in EV's (and ultra-light EVs) are directed to reducing weight, volume and losses. Managing these targets is obtained in two directions:

- Improved core materials;
- Improved designs of magnetic components (types of magnetic components).

The features of the components that allow obtaining the main goals are:

- increased operating frequency in order to minimise effective magnetic cross-section area;
- improved heat transfer in order to obtain long life and increased reliability;
- high saturation magnetic flux density (induction), thus possibility to manage high peak currents and to keep low core volume;
- uzing planar technology to reduce the above-mentioned limits.

3. ADVANCED MAGNETIC MATERIALS IN EV'S

The above mentioned specific design goals for magnetic components in EV's (and ultra-light EVs) define ferrites, nanocrystalline magnetic materials and double-phase magnetic materials as the main concurrents for these applications.

Among these three magnetic materials the **nanocrystalline magnetic materials** with their advantages, fig.3, are penetrating more and more in electrical vehicles power electronics converters and applications.

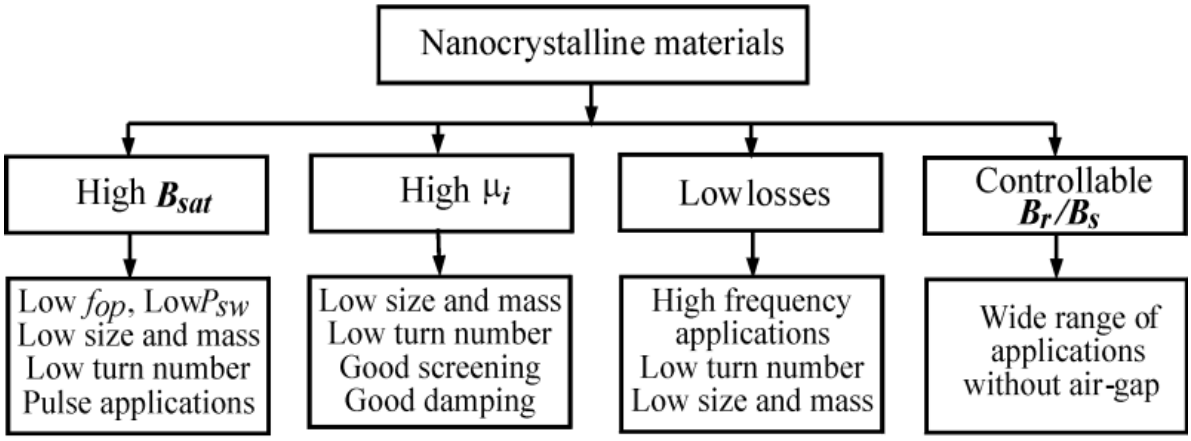


Fig.3. Features and proper applications of nanocrystalline materials in EVs

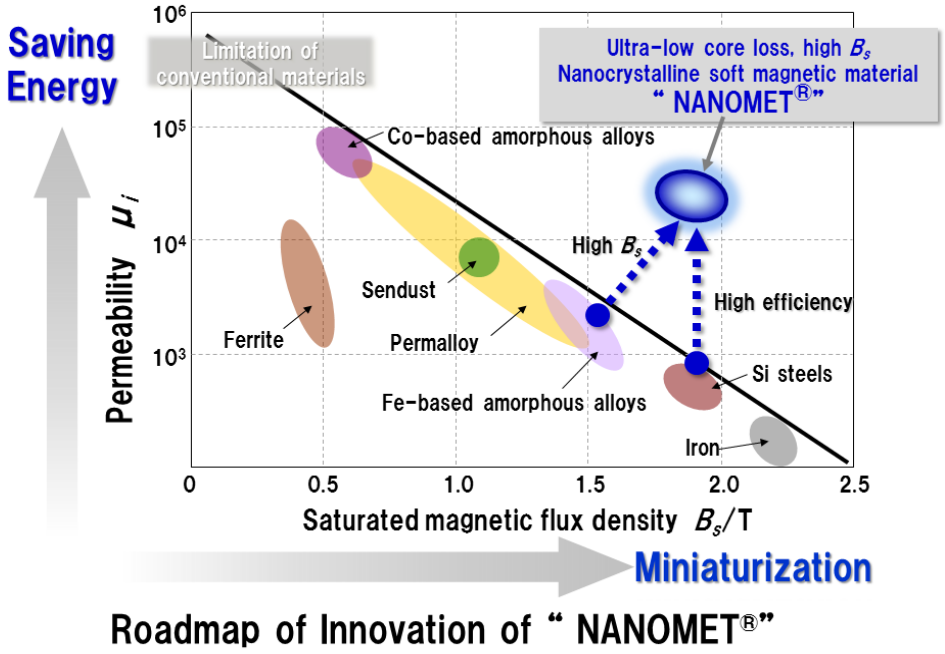


Fig. 4. Permeability versus saturation induction of leading low loss magnetic materials [12].

Nanocrystalline materials show saturation induction B_{sat} up to 1,4 T. Some new materials reach even higher values of B_{sat} up to 2 T, Fig. 4. Next important advantage of nanocrystalline magnetic materials is low frequency dependent losses. As a conclusion, summarized magnetic properties are to be considered when analyzing the use of magnetic materials in EV's. The features of the nanocrystalline materials and the corresponding applications are shown in Fig. 4.

Double-phase magnetic materials are made to have both ferromagnetic areas and nonmagnetic areas inside the core. The target is to increases mechanical strength and reliability and to provide highly efficient circuit design. These materials are applicable for the cores of reluctance motors and motor generators for EV's, and are aimed to improve the operating efficiency of these equipment and devices [13].

Interleaved dc-dc converters with **integrated magnetic components** capable to achieve high power density have recently gained attention in automotive applications for eco-friendly transportation. Interleaved converters are presented in [14] that compare close-coupled inductors (CCIs), loosely coupled inductors (LCIs) integrated winding coupled inductors (IWCIs). It is proved that interleaved converters with IWCIs are more effective than the converters with LCIs and CCIs in respect for weight reduction.

4. ADVANCED DESIGNS OF MAGNETIC COMPONENTS FOR EV'S

Planar magnetic components

Advantages of Planar magnetic components are based on the specific geometry of the core and the windings. Planar magnetics are in fact wire-free magnetic components.

The advantages of planar to other magnetics can be summarized in following aspects:

- Increased efficiency, up to 99%.

The use of copper foil windings instead of wires and flat ferrite cores avoids the bulky 3D shape. The eddy curent losses in windings are reduced by using foils.

- Reduced weight of the component, 4 times lighter, for example 200 grams per 7000 W [15].

Planar magnetics provide significant weight reduction up to 4 times compared to the wire would components. Also better fitting to the available space is possible because no limits of the height.

- Improved cooling

The large surface area for a unit volume provides better cooling, also possibility for forced cooling (increased surface) and heatsink assembling.

- High Repeatability of electrical and magnetic parameters

The assembly process is simple as all the parts of planar components are pre-formed and with fixed geometry. Thus, the magnetic and electrical parameters are predictable and repeatable. The parasitic components (leakage inductance and winding capacitance) are not time dependent and will not vary significantly.

- Low Leakage Inductance

Perfect magnetic coupling is obtained as a result of laminar construction of windings, thus leakage inductance values are reduced to 0.1% -0.01% of the magnetizing inductance value.



Fig.5 Planar magnetic components [17].

Other advantages [16, 17] are dimensional accuracy, multiple winding options, multiple topologies customised pin positions. In [18] and [19] multi-core designs are presented based on nanocrystalline cores that enables the optimal number of cores for the multi-core design components.

Main difficulty in planar designs is calculation eddy currents in foil windings. Although very low eddy current losses are possible in a proper design, it is not always easy to realize transformers and inductors having low parasitic effects such as low tip currents and low effects of non-homogenous current distributions [19].

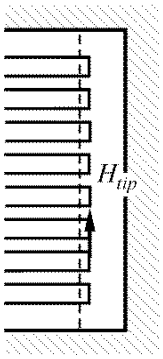


Fig. 7 Field at the tips of the foil conductors

The tip currents, Fig.7, and there influence of eddy currents losses in foil windings are presented in details in [18] and the final equation is:

$$P_{cu} = I_{ac}^2 \left(\frac{w}{w + 2K_t t_{w1}} \right)^2 R_h + \frac{I_{ac}^2 N^2 \rho' l_T}{\delta'(f) t_w} \frac{2(K_t t_{w1})^2}{(w + 2K_t t_{w1})^2} \quad (1)$$

The best use of foil windings can be obtained in the following conditions:

- The foil tips close to the core;
- The foil winding placed far away from air gaps;
- For transformers, interleaving primary and secondary windings.
- For transformers with mixed foil and wire windings: avoid winding close to the tips.

Specifics of planar designs

For transformers, usually a creeping distance and thickness trough insulation are required. These distances are easily obtained if the primary is in one layer of the PCB or foil, and the secondary is in another layer.

For inductors, care should be taken to avoid the proximity of the air gap. The risk is induction heating effect close to the air gap.

CONCLUSION

The current paper discusses the global warming effects and possible solutions by using electrical vehicles. The categories of electric vehicles defined by weight are presented. Improved magnetic materials and designs are considered in power electronic converters of EVs. The main target is the increase of the efficiency of those vehicles via reducing the weight by using new magnetic materials.

Nanocrystalline magnetic materials are defined as the most promising materials in the case because of their high saturation magnetic flux density and high permeability. These features provide reduced size and weight of the components.

Planar designs are considered based on their advantages: increased efficiency (up to 99%); reduced weight of the component, 4 times lighter; improved cooling; low leakage inductance; high repeatability of electrical and magnetic parameters and dimensional accuracy.

ACKNOLEDGEMENT

The paper is developed in the frames of the project "Model Based Design of Power Electronic Devices with Guaranteed parameters", ДН07/6/15.12.2016, Bulgarian National Scientific Fund.

REFERENCE

[1] IPCC AR5 WG1 (2013), 2014, Stocker, T.F.; et al., eds., IPCC AR5 WG2 A (2014), Field, C.B.; et al., Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Working Group 1 (WG1) Contribution to the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) 5th Assessment Report (AR5), *Cambridge University Press*. http://greatwhitecon.info/resources/arctic-sea-ice-graphs/

[2] http://greatwhitecon.info/resources/arctic-sea-ice-graphs/, accessed 2017

[3] Alex Van den Bossche, For those who still doubt about global warming and sea level rise? 23/02/2017, Ghent University.

[4] https://www.nrdc.org/stories/global-warming-101, accessed 2017.

[5] M. E. Khodayar, L. Wu, and Z. Li, “Electric vehicle mobility in transmission-constrained hourly power generation scheduling,” IEEE Trans. Smart Grid, vol. 4, no. 2, pp. 779–788, 2013.

[6] S. S. Raghavan and A. Khaligh, “Electrification potential factor: Energy-based value proposition analysis of plug-in hybrid electric vehicles,” IEEE Trans. Veh. Technol., vol. 61, no. 3, pp. 1052–1059, 2012.

[7] Mulugeta Gebrehiwot , Alex Van den Bossche, Driving Electric Vehicles: as Green as the Grid, IEEE AFRICON, 2015, 14-17 Sept. 2015

[8] Radko S. Stoyanov, Vencislav C. Valchev, Classification of Electric vehicles and usage of new semiconductor and magnetic components, International Scientific Conference “UNITECH 2016” 18 – 19 November 2016, Gabrovo.

[9] Alex Van den Bossche, Towards Low Energy Mobility Using Light and Ultralight Electric Vehicles

[10] Isabelle Hofman, Peter Sergeant and Alex Van den Bossche, Drivetrain design for an ultra light electric vehicle with high efficiency, EVS27, Barcelona, Spain, November 17 - 20, 2013

[11] Isabelle Hofman, Ultra Light Electric Vehicle with High Efficiency, Electrical Energy, Systems and Automation, Ghent University, PhD thesis, Supervisors, Alex Van den Bossche, Peter Sergeant, 2013.

[12] http://nanoc.imr.tohoku.ac.jp/eng/research.html#research02, accessed 2017.

[13] http://www.hitachimetals.com/automotive-related/automotive-components-materials/documents/HEV_EV.pdf

[14] Shota Kimura et. al, Downsizing Effects of Integrated Magnetic Components in High Power Density DC–DC Converters for EV and HEV Applications, IEEE Transactions on Industry Applications , Volume 52, Issue: 4, July-Aug. 2016, pp. 3294 - 3305.

[15] Jim Marinos, Power Planar Magnetics and Hybrid Electric Vehicles, August 2009 Bodor's Power Systems.

[16] Sam Ben-Yaakov, The Benefits of Planar Magnetics in OF Power Conversion, Department of Electrical and Computer Engineering, Ben-Gurion University of the Negev.

[17] http://www.himag.co.uk/, accessed 2017.

[18] Todor Filchev, A. Watson, J. Clare, P. Wheeler and F. Carastro, "High Voltage High Frequency Power Transformer for Pulsed Power Applications", Journal of Energy and Power Engineering 5 (2011) 960-965.

[18] Todor Filchev, "Nano-Crystalline High Voltage High Frequency Power Transformers", Conference Advanced Magnetic Materials and their Applications, co-sponsored by Vacuumschmelze GmbH & Co KG, Germany, Hanau, Germany, 12-13 October 2009

[19] A. Van den Bossche and V. C. Valchev, ‘Inductors and Transformers for Power Electronics’, April, 2005, CRC Press, Florida, USA, 2005

За контакти: Prof. PhD Eng. Vencislav Valchev, Technical University of Varna, Department “Electronics”, Bulgaria, Varna, Studentska Str.1, 9010, +359/896875302,
e-mail: vencivalchev@hotmail.com

Докладът е рецензиран.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ПОДАЧИ ПРОПАН-БУТАНОВОЙ СМЕСИ СОВРЕМЕННОГО ГБО

Евгений Зенкин

OPTIMIZATION OF THE DIAGNOSING PROCESS THE FUEL EQUIPMENT FOR INJECTION OF THE PROPAN-BUTANE MIXTURE OF MODERN LPG-SYSTEM

Evgeny Zenkin

Abstract. The measurement of the pressure sensor signal makes it possible to detect the deviation of pressure fluctuations when the injectors of the gas injection system operate. When the technical condition of the injector changes, the shape and amplitude of pressure fluctuations will change. Since the process of measuring the signal takes a little time, it can be used for rapid « express- diagnosis» of injectors, without their dismantling.
Keywords: fuel pressure sensor, gas injector, signal of pressure deviation, express-diagnostic.

1. Введение:

Многие современные легковые автомобили уже в процессе эксплуатации дооснащаются системами впрыска сжиженного газа. Как правило, чаще используется пропан бутановая смесь [1]. Диагностика состояния компонентов топливной аппаратуры, в частности работы редуктора испарителя и газовых форсунок, требует разработки и внедрения методов так называемой экспресс-диагностики для снижения времени на поиск неисправности и повышение достоверности постановки диагноза. Предлагаемая статья как раз описывает один из способов экспресс диагностирования с использованием сигнала датчика давления в топливной рампе для газового оборудования.

2. Изложение:

В современной системе управления подачи газа, которая относится четвертому поколению, применяется датчик давления который связан как с топливной рампой газовой системы так и с впускным коллектором [1,2].

В конструкции этого датчика предусмотрено измерение дифференциального давления с двух штуцеров, по которым подводятся давление либо вакуум, а также измерение температуры газовой смеси пропана и бутана [3].

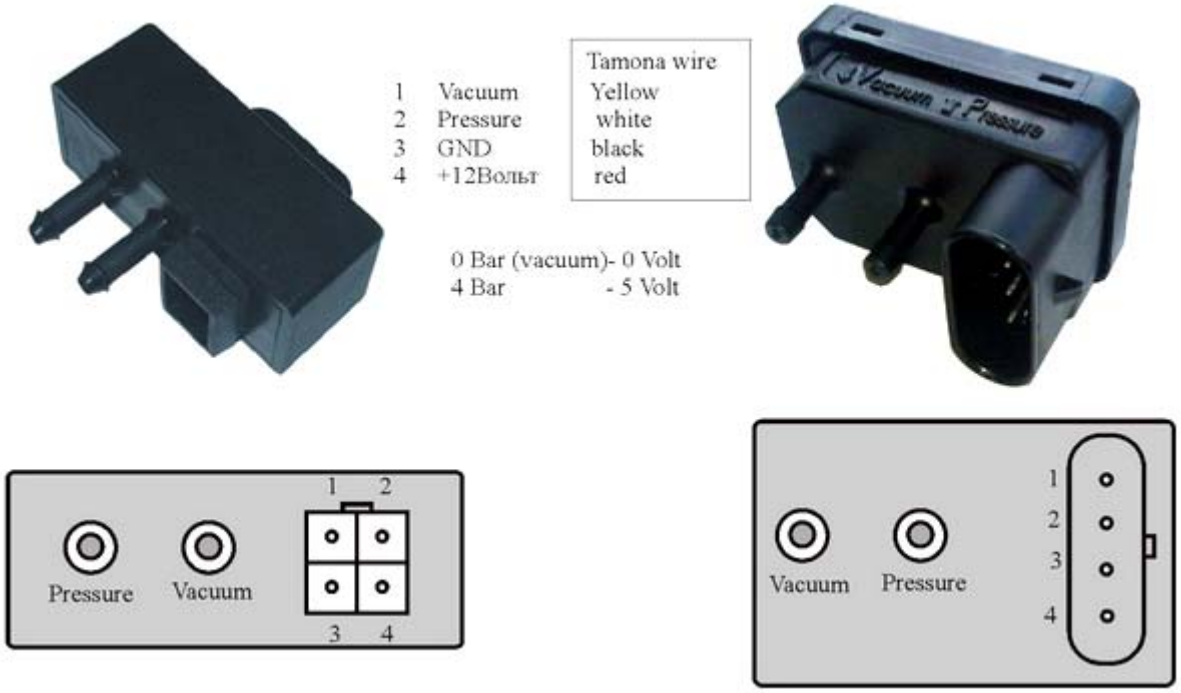
Сигнал поступающий от датчика на блок управления ГБО является суммарным, который рассчитан на основании разницы поступающих давлений по штуцерам между впускным коллектором и топливной рампой. При этом суммарный сигнал может передаваться на блок управления как в цифровом виде (редко применимо), так и в аналоговом виде (наибольшее количество используемых датчиков).

Благодаря этому датчику, можно определить нагрузку двигателя автомобиля при любом положении дроссельной заслонки. Для каждой системы впрыска предусмотрен собственный датчик абсолютного давления. Но есть датчики, которые подходят для нескольких систем впрыска (например Bosch подходит к системам Lovato Smart, SEC, Landi Renzo, Prins) [2].

Если мы будем рассматривать аналоговый сигнал датчика, то его изменения будут характеризовать изменения перепада давления между коллектором и топливной рампой газового оборудования. Большинство датчиков имеют четыре контакта для подключения к системе управления, два из которых обеспечивают питание(«масса и 5 вольт») (фиг.1) Ещё один контакт - это выходной сигнал датчика температуры газа и последний контакт-собственно сигнал, который используется для измерения давления в предлагаемом исследовании.

Несмотря на многочисленность систем управления газовым оборудованием у разных производителей в большинстве случаев все датчики имеют 4х-контактную

систему подключения, поэтому предлагаемый метод проведения экспресс диагностирования можно применять практически на всех предлагаемых на рынке системах газового оборудования.



Фиг. 1 . Датчик дифференциального давления

Как показывают многочисленные эксперименты проведенные ранее на дизельной топливной аппаратуры системы Common Rail (с штатным датчиком давления топлива) [4]; и на системах впрыска бензина с датчиком давления, устанавливаемым в трубопровод подачи топлива возле рампы - подобный метод измерения колебаний давления можно осуществить и для диагностики газовой аппаратуры. Вышеупомянутые исследования, проводимые для дизельных и бензиновых систем показали - что всегда, при срабатывании таких компонентов, которые обеспечивают циклическую работу, обязательно происходит резкое импульсноея повышение или снижение давления топлива за короткий период времени [5,6]. Если осуществлять измерение этого скачка давления с помощью датчика и привязать его по времени к процессам работы топливной аппаратуры то можно однозначно говорить о возможности диагностики компонентов системы по этим изменением давления [5].

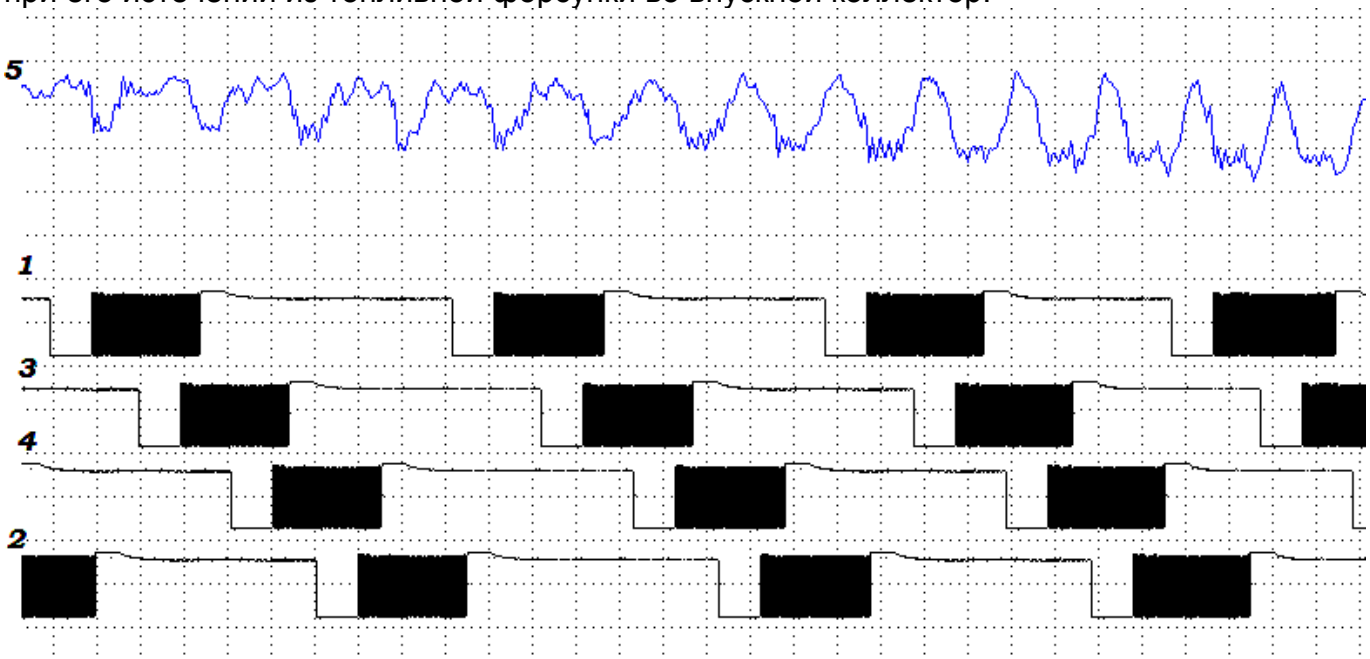
Амплитуда и форма колебания давления будет однозначно охарактеризовать процесс истечения любого вида топлива(дизельное, бензин, пропан-бутановая смесь или метан) через электромагнитную или электро гидравлическую форсунку.

Основные особенности, которые будут влиять на процесс измерения и анализа результатов при применении данной методики для газобаллонного оборудования являются:

В отличие от дизельной системы - нет колебаний давления, вызванных работой плунжерных пар ТНВД, в отличие от бензиновой системы нет влияния на давление срабатывания регулятора давления и нет малоамплитудных высокочастотных колебаний вызываемых вращением турбинного колеса электрического бензонасоса. В газовом оборудовании амплитуда давления, поступающего в топливную рампу однозначно определяется работой редуктора испарителя, в котором нет никаких нагнетающих элементов создающих импульсы. А только происходит снижение исходного давления газа, поступающего из баллонов. Второй особенностью будет являться то - что если в бензиновых и дизельных системах измеряется только давление топлива в топливной рампе то в газовой системе можно производить измерения как исключительно давление в топливной рампе так и перепада давления относительно впускного коллектора. Для

измерения «чистого» давления в топливной рампе производится пережимание вакуумного трубопровода от второго штуцера, идущего к впускному коллектору.

В результате проведенных экспериментов на транспортном средстве с газовым оборудованием STAG 4го поколения были получены осциллограммы срабатывания газовых форсунок и соответствующие им изменения давления СПБ (смеси пропана бутана) в газовой рампе на разных режимах которые подтвердили возможность проведения оценки технического состояния форсунок по амплитуде и форме колебаний.(Фиг. 2). На осциллограмме отчётливо видно как при каждом прохождении электромагнитного импульса открытия форсунки – происходит колебание давления газа при его истечении из топливной форсунки во впускной коллектор.



Фиг. 2 . Процесс подачи пропан-бутановой смеси форсунками

1,2,3,4 – Сигналы управляющего напряжения на форсунках; 5 – Сигнал давления

3. Заключение:

Проведённое исследование на современной газовой топливной аппаратуре показало что методы оценки технического состояния по колебаниям давления топлива , которые применяются для бензиновых и дизельных двигателей также вполне применимы для газобаллонного оборудования с учетом ряда особенностей дозирующих и подающих компонентов системы.

Литература:

1.Zolotnitskiy V.A. Otechestvennaya i zarubezhnaya gazoballonnaya apparatura na legkovayh avtomobilyah. M.: LIVR, 1997. – 45 p.
2.Lihanov V.A., Devetyyarov R.R. Primenenie i ekspluatatsiya gazoballonnogo oborudovaniya Uchebnoe posobie. - Kirov: Vyatskaya GSHA, 2006. - 183 p.
3.Zolotnitskiy V.A. Avtomobilynaye gazovaye toplivnaye sistemay. M: Astrely, 2009. - 128 p.
4.Gubertus Gyunter. Diagnostika dizelynayh dvigateley. Seriya «avtomehanik»./ Gubertus Gyunter. [per.s nem.] – M.: ZAO «KZHI Za rulyom», 2004. – 176 p.
5. Poyda A.N. Analiz tehnicheskogo sostoyaniya toplivnoy apparaturay na osnove kolebaniy davleniya topliva v gidroakkumulyatore / A.N.Poyda,E.Yu. Zenkin. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukr. nauchno-tehnicheskiy zhurnal. –Harykov:NTU «HPI». – 2009. – Vayp.1. – p.114-118.
6. Bulgakov N. P. Vaybor mesta ustanovki datchikov davleniya topliva dlya registratsii kolebatelynayh protsessov / N. P. Bulgakov, E. Yu. Zenkin // Tehnologicheskiy audit i rezervay proizvodstva. - 2015. - № 5(1). - **P**. 16-19.

Контакти: PhD Evgeny Zenkin, Kharkiv National Automobile and Highway University, (KNAHU) Yaroslava Mudrogo st, 25, Kharkov, Ukraine, Tel. (380-57) 700-38-66, Fax: (380-57) 700-38-65, crservice2008@yandex.ru

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ДВИГАТЕЛЯ НА РОЛИКОВОМ СТЕНДЕ

METHOD FOR DETERMINING THE MOMENT OF INERTIA OF AN ENGINE ON A ROLLER STAND

Владимир Зуев

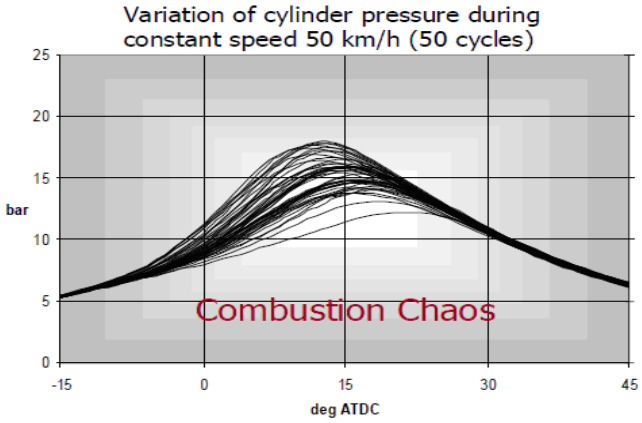
Abstract: The article criticizes the known method for determining the moment of inertia of the engine and suggests a different one, the theoretical justification and the description of the experiment for determining the moment of inertia of the engine on the roller stand are given.
Keywords: the moment of inertia, transmission, rolling, roller stand, experiment

1. Введение

При проектировании трансмиссий автомобиля, расчете динамических качеств автомобиля, диагностике тяговых и тормозных свойств в динамическом режиме, необходимо знать момент инерции вращающихся частей автомобиля (колес, главной и карданной передачи, коробки передач, двигателя).

2. Анализ публикаций

Известен способ определения момента инерции двигателя внутреннего сгорания, описанный в патенте на изобретение G01M / 10 (2006/01) авторами и патентообладателями Егоровым Алексеем Васильевичем и Егоровым Василием Николаевичем (RU), которой заключается в том, что на автомобиле с поддомкраченным одним колесом выполняют ряд разгонов в разных состояниях трансмиссии. Трансмиссию разгоняют во всех случаях в определенном диапазоне угловых скоростей от омега-1 до омега-2. В первом случае разгоняют в этом диапазоне только двигатель и регистрируют процесс разгона с целью определения ускорения, затем с этой же целью разгоняют двигатель с трансмиссией и без колеса. В третьем случае разгоняют двигатель с трансмиссией и эталонным диском, установленным вместо колеса. Далее авторы составляют систему из трех уравнений и решают ее относительно момента инерции двигателя. Но такое решение правомерно, если в диапазоне выбранных скоростей крутящий момент двигателя во всех трех случаях одинаков. Это допущение справедливо, если исходить из номинальной внешней скоростной характеристики двигателя (ВСХД). Но при разгонах двигателя не следует ориентироваться на ВСХД. Исследования - наши и других авторов - указывают, что крутящий момент при разгоне двигателя очень нестабилен и зависит от многих факторов. Одна из причин - большая вариация процесса сгорания [1]. На фиг. 1 показана

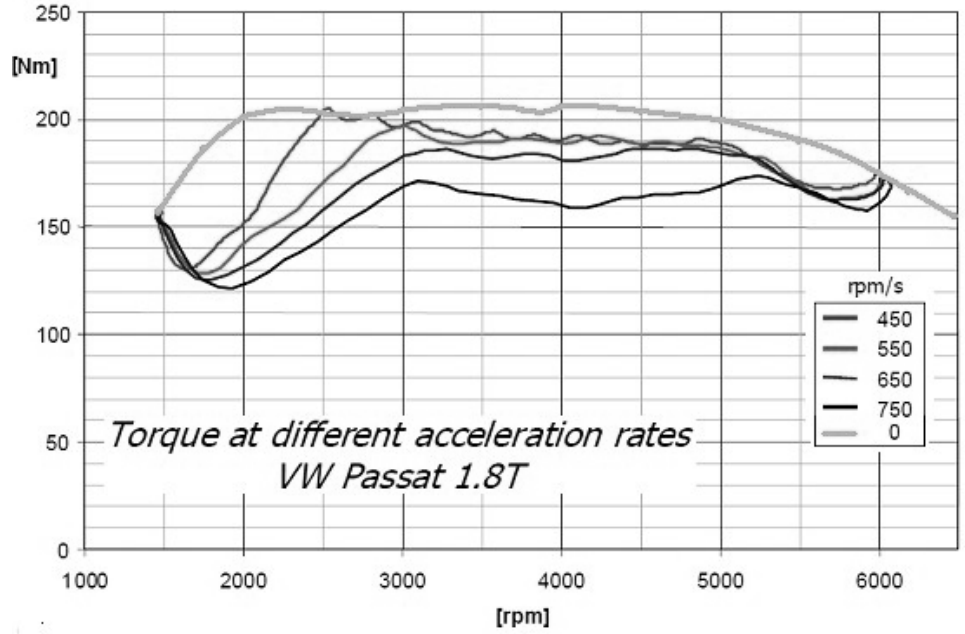


Фиг. 1. Вариация давления газов в цилиндре
(надпись на рисунке: «Хаотическое сгорание») [1]

зависимость давления в цилиндре двигателя от угла поворота коленчатого вала в течение 50 вспышек подряд в одном цилиндре. Угол опережения зажигания все время одинаковый. Эта картина типична для бензинового двигателя.

Вторая существенная причина — это темп нажатия на педаль акселератора [2], если в эксперименте этим органом подачи топлива управляет оператор. Влияние этого фактора может быть значительно снижено, если нажимает на педаль акселератора специальное устройство, но в описании патента нет сведений на этот счет.

Следующая весомая причина — это неодинаковость нагрузки, и, как следствие, неодинаковость ускорения в двух последовательных разгонах [1, 2].



Фиг 2. Кривые крутящего момента двигателя автомобиля VW Passat 1.8 T при разном ускорении (по замерам на стенде Rototest [1])

Поэтому этот метод можно рекомендовать только для грубых оценочных задач. Чтобы исключить влияние нестабильности крутящего момента при разгонах на точность определения момента инерции двигателя можно использовать с этой же целью выбеги. Далее описан экспериментальный метод, предложенный нами.

1. Теоретическое обеспечение эксперимента

При экспериментальном определении момента инерции двигателя в качестве дополнительной массы предлагается использовать приведенную инерционную массу роликового стенда (которая известна с достаточной точностью и составляет в нашем стенде 200 кг).

Уравнение выбега приведенных инерционных масс автомобиля на роликовом стенде:

$$m \cdot j = \sum F_{comp}, \qquad (1)$$

где m – суммарная масса вращающихся частей автомобиля и стенда, приведенная к контакту колеса с роликом, кг; j – замедление выбега, м/с^2; $\sum F_{comp}$ – суммарная сила сопротивления движению вращающихся частей автомобиля и стенда, Н.

В развернутом виде процесс выбега автомобиля на стенде с разобщенной и соединенной трансмиссией можно записать в виде системы трех уравнений

$$\begin{cases} (m^{д} + m^{тр_в} + 2 \cdot m^{к} + m^{ст}) \cdot j^{вс} = F_{сопр}^{д} + F_{сопр}^{тр_в} + F_{сопр}^{к} + F_{сопр}^{ст} + F_{н} \\ (m^{тр_в} + 2 \cdot m^{к} + m^{ст}) \cdot j^{тр} = F_{сопр}^{тр_в} + F_{сопр}^{к} + F_{сопр}^{ст} + F_{н} \\ m^{д} \cdot j^{д} = F_{сопр}^{д} \end{cases}. \quad (2)$$

Индексами $д$, $тр_в$, $ст$, в соответственно обозначены вращающиеся части двигателя, трансмиссии автомобиля и трансмиссии стенда.

Отсюда, подставляя второе и третье уравнения системы в первое уравнение, получим

$$(m^{д} + m^{тр_в} + 2 \cdot m^{к} + m^{ст}) \cdot j^{вс} = m^{д} \cdot j^{д} + (m^{тр_в} + 2 \cdot m^{к} + m^{ст}) \cdot j^{тр}. \quad (3)$$

После преобразований:

$$m^{д} = \frac{(j^{тр} - j^{вс}) \cdot (m^{тр_в} + 2 \cdot m^{к} + m^{ст})}{j^{вс} \quad j^{д}}. \quad (4)$$

4 Описание эксперимента по определению момента инерции двигателя

Следовательно, для определения приведенной массы двигателя необходимо знать замедление выбега всей системы автомобиль-стенд $j^{вс}$ (автомобиля с замкнутой трансмиссией вместе со стендом), замедление автомобиля на стенде без двигателя $j^{тр}$ (трансмиссия разомкнута) и замедление коленчатого вала двигателя $j^{д}$, условно приведенное к колесам автомобиля. Приведенные массы колес, трансмиссии и стенда были определены в предыдущих наших экспериментах. Для определения вышеуказанных замедлений был проведен эксперимент, который заключался в цикле разгонов и выбегов замкнутой трансмиссии, а последний выбег - с разомкнутой.



Фиг. 3. Автомобиль Skoda Octavia 1.8 на диагностическом стенде

В ходе эксперимента с помощью компьютеризированного диагностического комплекса передвижной диагностической станции легковых автомобилей (ПДС-Л) фиксировались следующие показатели (табл. 1, фиг. 4) в зависимости от времени протекания процесса: степень открытия дроссельной заслонки, %; окружная скорость на периферии рабочего ролика стенда (далее скорость автомобиля на стенде), км / ч; частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$; нагрузка, создаваемая нагрузочным устройством стенда, Н.

4 Обработка экспериментальных данных и расчет момента инерции двигателя

Для определения замедлений каждый участок выбега подвергался детальному анализу. Участком выбега считался отрезок записи, на котором процент открытия дросселя был меньше 6% и продолжительность впрыска топлива отвечала нулевому значению. Для первого выбега (фиг. 5) это скоростной диапазон от 94,4 до 39,9 км/ч по окружной скорости роликов стенда (табл. 1).

Таблица 1. Показатели выбега вращающихся частей автомобиля на роликовом стенде (трансмиссия замкнута)

Время, с	Процент открытия дросселя, %	Продолжи-тельность впрыска, мс	Частота вращения КВ, мин$^{-1}$	Скорость колес, км/ч	Скорость барабанов, км/ч	Нагрузка, Н
4,782	100,2	16,76	3454,2	83,5	83,6	1065,3
4,982	99,6	15,06	3726,7	90,0	90,3	1150,2
5,17	55,1	15,12	3973,5	96,0	95,8	1219,7
5,354	15,7	1,34	3994,7	96,5	95,8	1220,6
5,536	7,8	1,84	3893,6	94,1	95,1	1211,1
5,72	6,2	0	3831,4	92,6	94,4	1202,8
6,102	5,6	0	3685,5	89,1	88,9	1133,2
6,502	6,4	0	3510,8	84,8	86,0	1095,8
6,922	5,6	0	3327,8	80,4	80,1	1020,1
7,366	4,8	0	3141,4	75,9	77,2	983,2
7,838	4,2	0	2945,5	71,2	70,8	901,4
8,342	3,4	0	2742,2	66,3	67,4	858,1
8,886	3,0	0	2527,4	61,1	61,16	779,0
9,48	3,4	0	2298,9	55,5	56,4	718,4
10,14	2,2	0	2048,5	49,5	50,0	637,3
10,888	1,5	0	1776,2	42,9	43,3	551,5
11,308	1,8	0	1628,2	39,3	39,9	508,2
11,77	0,7	2,46	1465,2	35,4	35,8	456,3

Кроме того, на графике (Фиг 4) изображена расчетная кривая приведенной к колесам скорости вращения коленчатого вала (КВ) двигателя, которая определялась по известной зависимости

$$V_{КВ} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{КВ} \cdot r_к}{30 \cdot i_o \cdot i_к}, \quad (5)$$

где $n_{КВ}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$; i_o – передаточное число главной пары; $i_к$- передаточное число в КП; $r_к$- радиус качения колеса, м.

Радиус качения колеса определялся из уравнения

$$r_к = \frac{V_{ст} \cdot 30 \cdot i_o \cdot i_к}{3,6 \cdot \pi \cdot n_{КВ}}, \quad (6)$$

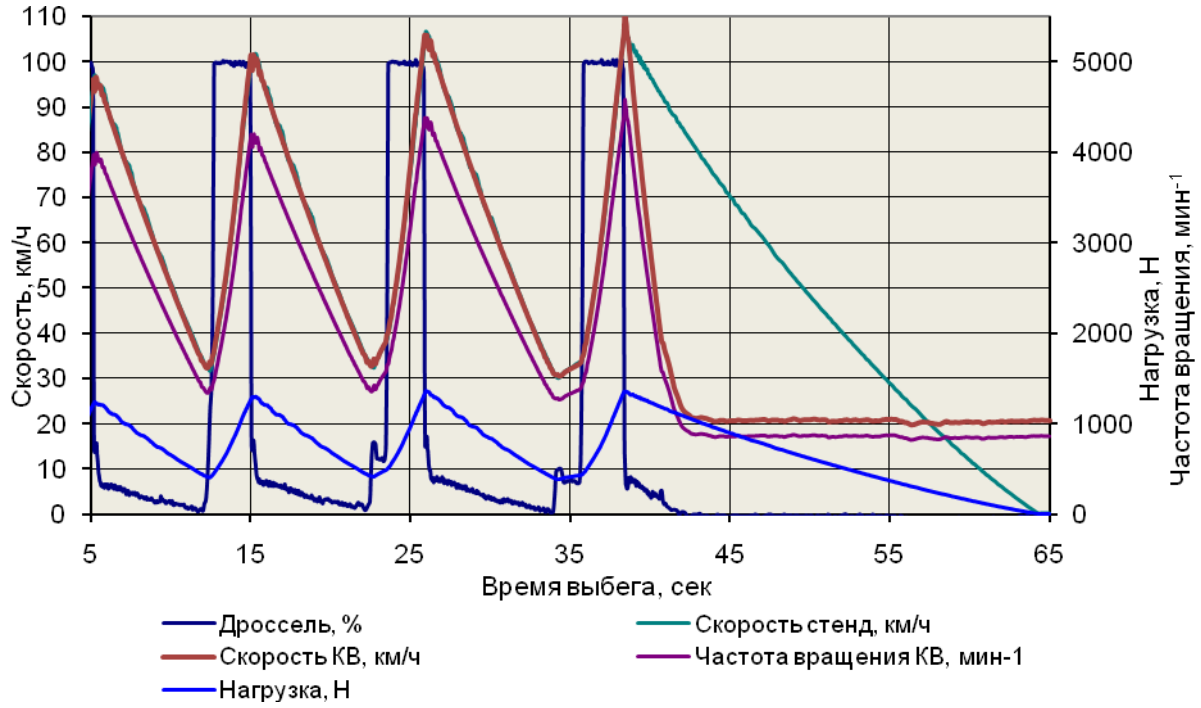
где $V_{ст}$ – скорость «движения» автомобиля на стенде, км/год

Средний радиус качения колеса по барабанам стенда при скорости 60 км/ч в режиме выбега составил 0,309 м.

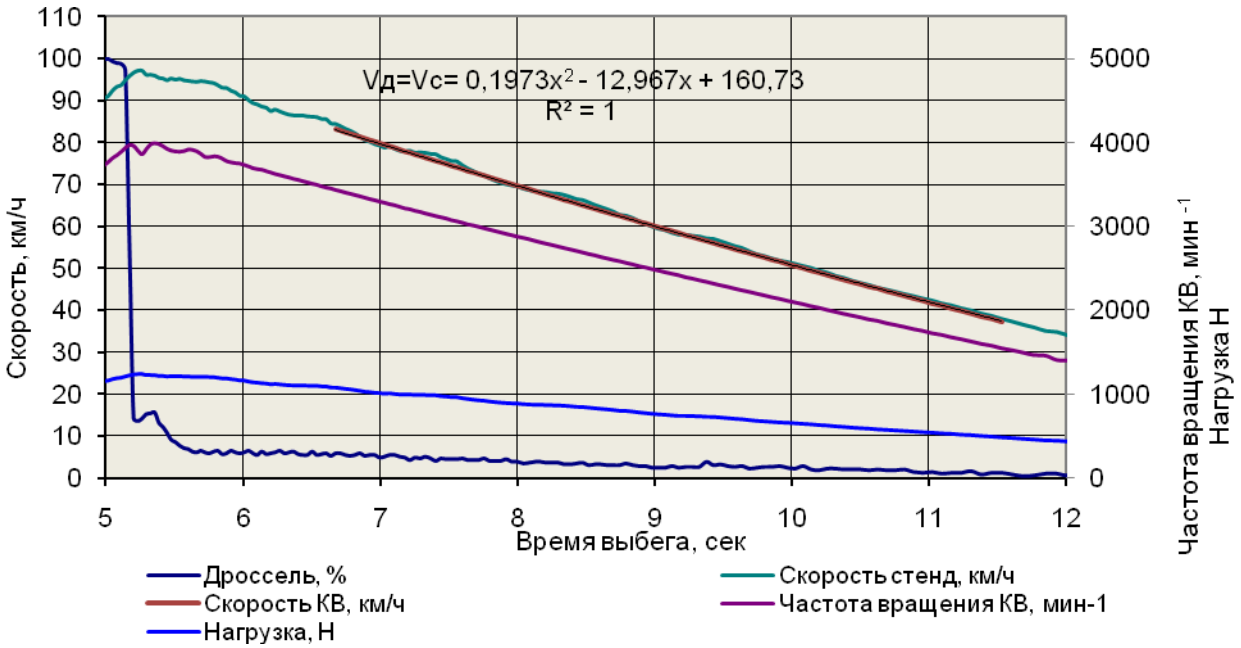
Разгоны осуществлялись на третьей передаче (таблица 2), при размыкании трансмиссии перед выбегом выжималось сцепление, но рычаг перемены передач оставался во включенном положении

Таблица 2 – Передаточные числа КП и главной пари автомобиля Skoda Octavia

КПП моделей: DTK, DBZ, ECW, ENJ, EBN					
i_0	$i_{кп1}$	$i_{кп2}$	$i_{кп3}$	$i_{кп4}$	$i_{кп5}$
3,684	**3,3**	**1,944**	**1,308**	**1,029**	**0,837**



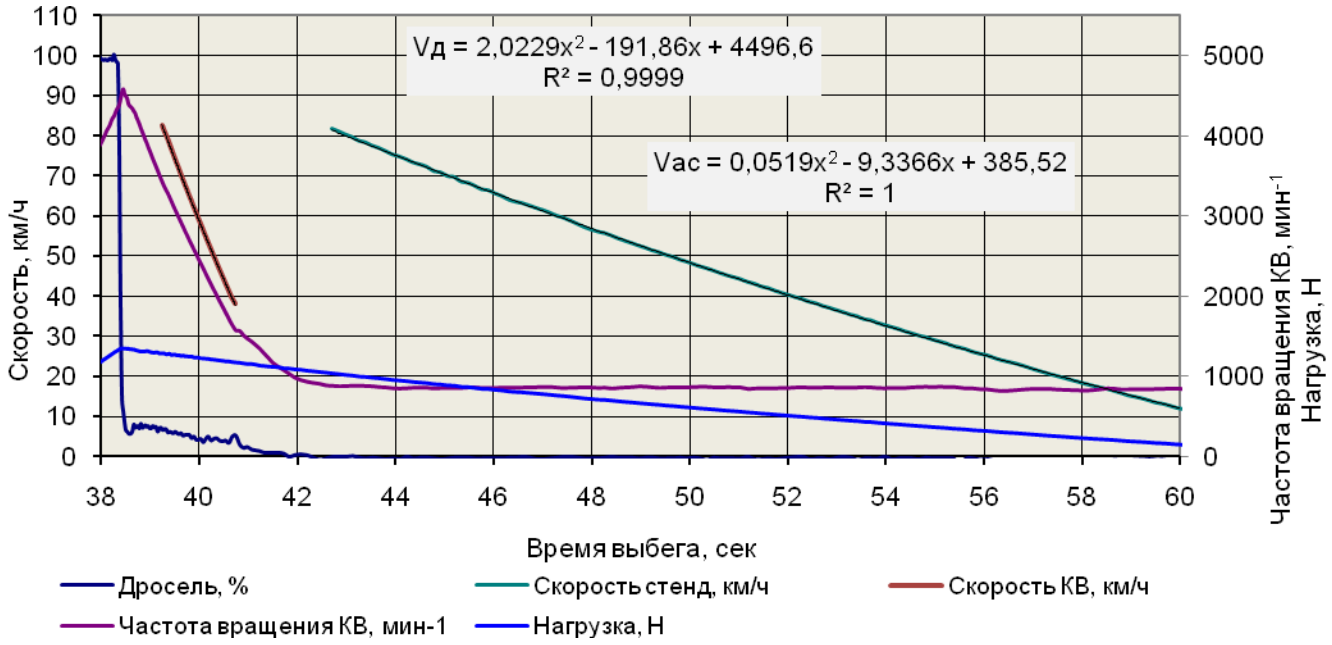
Фиг 4. Параметры, регистрируемые в эксперименте



Фиг 5. Выбег автомобиля на первом участке

Для построения графика скорости выбега был избран участок от 80 до 40 км /ч, затем эту кривую скорости сглаживали полиномом второй степени, что гарантировало получение гладкой кривой замедления при дифференцировании.

Аналогично был обработан участок кривой выбега автомобиля на стенде с разомкнутой трансмиссией (участвуют приведенные массы двух колес, трансмиссии автомобиля и стенда) и выбега двигателя (фиг. 6).



Фиг 6. Выбег автомобиля с разомкнутою трансмиссией

Замедление определялось численным дифференцированием полученных значений скорости на участке. Результаты расчетов по трем выбегам автомобиля на стенде с включенным сцеплением приведены в таблицах 3, 4 и 5.

Среднее значение замедления по трем опытам при скорости 60 км/ч составило $j^{за} = 2{,}606$ м/с^2. Замедление выбега двигателя, отъединенного от трансмиссии, составило $j^{д} = 8{,}40$ м/с^2. Замедление выбега трансмиссии автомобиля и стенда составило $j^{тр} = 1{,}23$ м/с^2 (табл. 6 і 7)

Таблица 3 – Результаты расчёта замедления системы автомобиль - стенд (Расчетная формула для скорости V_{cm} = 0,1973t^2 - 12,967t + 160,73)

Параметры	**Значения**									
Время, с	**7**	**7,5**	**8**	**8,5**	**9**	**9,5**	**10**	**10,5**	**11**	**11,5**
Скорость, км/ч	**79,6**	**74,6**	**69,6**	**64,8**	**60,0**	**55,3**	**50,8**	**46,3**	**42,0**	**37,7**
Замедление, м/с^2	**2,83**	**2,78**	**2,73**	**2,67**	**2,62**	**2,56**	**2,51**	**2,45**	**2,40**	**2,35**

Таблица 4 – Результаты расчёта замедления системы автомобиль - стенд (Расчетная формула для скорости V_{cm} = 0,1683t^2 - 15,935t + 304,88)

Параметры	**Значения**									
Время, с	**17,3**	**17,8**	**18,3**	**18,8**	**19,3**	**19,8**	**20,3**	**20,8**	**21,3**	**21,8**

Скорость, км/ч	79,6	74,6	69,6	64,8	60,0	55,3	50,8	46,2	41,8	37,5
Замедление, м/с^2	2,81	2,76	2,72	2,67	2,62	2,58	2,53	2,48	2,43	2,38

Таблица 5 – Результаты расчёта замедления системы автомобиль - стенд (Расчетная формула для скорости V_{cm} = 0,1973t^2 - 12,967t + 160,73)

Параметры	Значения									
Время, с	28,5	29	29,5	30	30,5	31	31,5	32	32,5	33
Скорость, км/ч	79,7	74,7	69,8	65,0	60,0	55,7	51,2	46,9	42,6	38,4
Замедление, м/с^2	2,82	2,76	2,70	2,64	2,58	2,52	2,46	2,40	2,34	2,28

Таблица 6 – Результаты расчёта замедления двигателя (Расчетная формула для скорости V_{KB}= 2,0229t^2 - 191,86t + 4496,6)

Параметры	Значения									
Время, с	39,8	39,8	39,9	39,9	40,0	40,0	40,1	40,1	40,2	40,2
Скорость, км/ч	66,5	64,9	63,4	61,9	60,0	58,8	57,3	55,9	54,4	52,9
Замедление, м/с^2	8,62	8,57	8,51	8,45	8,40	8,33	8,28	8,23	8,17	8,12

Таблица 7 – Результаты расчёта замедления трансмиссии автомобиля і стенда (V_{cm} = 0,0519t^2 - 9,3366t + 385,52)

Параметры	Значения									
Время, с	44,1	44,9	45,7	46,5	47,3	48,1	48,9	49,7	50,5	51,3
Скорость, км/ч	74,71	70,94	67,23	63,59	60,01	56,51	53,06	49,69	46,38	43,14
Замедление, м/с^2	1,32	1,30	1,28	1,25	1,23	1,21	1,18	1,16	1,14	1,11

Подставляя численные значения полученных замедлений, а также приведенных масс стенда, колес и трансмиссии в уравнение 4, вычислим значение приведенной массы двигателя

$$m^{\text{д}} = \frac{(1,23-2,62)(6,685+2\cdot 8,83+200)}{2,62-8,40} = 52,1 \text{ кг}$$

Момент инерции двигателя, приведенный к колесам автомобиля

$$J^{\text{д}_\text{к}} = m^{\text{д}} \cdot r_{\text{к}}^2, \qquad (7)$$

где $r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса по роликам стенда, м.

Собственный момент инерции двигателя

$$J^{Д}=\frac{J^{Ак}}{(i_{г}\cdot i_{к})^{2}}, \quad (8)$$

где $i_{г}$ – передаточное число главной пари (табл. 2); $i_{к}$ – передаточное число в КП;

$$J^{Д}=\frac{52,18\cdot 0,309^{2}}{(3,684\cdot 1,308)^{2}}=0,218 \text{ кг}\cdot\text{м}^{2}$$

Из литературных источников нам удалось узнать моменты инерции двигателей некоторых автомобилей (таблица 8).

Таблица 8 – Моменты инерции двигателей некоторых автомобилей [3]

Автомобиль			Двигатель			
Производитель	Модель	Год выпуска	Тип ДВС	Объем, дм^3	Мощность, кВт	Момент инерции, кг·м^2
Hyundai	i20	2008	Бенз.	1.2	57,2	0,0961
Peugeot	107	2008	Бенз.	1.0	50	0,0741
Peugeot	308 SW	2008	Діз.	1,6 HDI	80	0,2082
Skoda	Octavia II	2006	Діз..	2.0 TDI	103	0,3152
Skoda	Octavia II	2004	Бенз.	2.0 FSI	110	0,3293
Skoda	Favorit	1991	Бенз.	1.3 карб.	46	0,1317
Skoda	Octavia	2005	Бенз.	1,6 MPI	75	0,1882
Skoda	Roomster	2007	Діз..	1.4 TDI	59	0,2619
Skoda	Felicia	1998	Бенз.	1.3 MPI	50	0,1351
Skoda	Felicia	2000	Бенз.	1.4 Sport	100	0,1556

К сожалению, нам не удалось найти в доступной литературе момент инерции двигателя объемом 1.8 л, который стоял на тестовом автомобиле, чтобы сопоставить наши результаты с номинальными. Во всяком случае, полученные нами значения укладываются между данными чешских исследователей для двигателей 1,6 и 2,0 л.

Литература

1. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802–CH2-PRI04.pdf. / http://rototest-research.eu/index.php?DN=30
2. Zuyev V.A. 2014 Rezhymy izmereniya diazhnostisheskih parametrov na peredvizhnnyh rolikovyh stendah / Ukrainskii metrologishnyi zhurnal. №1 2014 . – s 41-49
3. PEXA Martin et al. Moment of inertia measurement of vehicle engine / http www_ein_org_plpodstronywydania47pdf07.pdf

За контакти: ass. eng. Vladimir Zuev. Kharkov National Automobile Highway Uneiversity. Department "Technical maintenance and automobile service". 61103 Харьков, вул. Рибалко 4 кв. 90. Kharkov Ukraine. +38(063)4757980. vlal.zu@mail.ru;

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА В ПРОЦЕССАХ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА ТРАНСПОРТЕ

Николай Мисюра[1], **Андрей Грицук**[2], **Зоя Краснокутская**[3], **Игорь Грицук**[4]

WAYS OF INCREASING THE OPERATING CHARACTERISTICS OF THERMAL BATTERIES OF PHASE TRANSITION IN THE PROCESSES OF THEIR USE IN TRANSPORT

Nikolaj Mysjura[1], **Andrej Grytsuk**[2], **Zoja Krasnokutskaja**[3], **Igor Grytsuk**[4]

Abstract. The article describes the features of providing processes for the maximum complete utilization and use of thermal energy by thermal phase transition batteries in the processes of their use. The main circuit and design solutions for their possible use in the design of machines for the construction and reconstruction of highways are considered.
Keywords: multi-sectional heat accumulator, phase transition, heat-accumulating material, circuit, power plant, machine.

1. Введение:

С целью обеспечения рационального использования топливно-энергетических ресурсов, защиты окружающей среды и формирования заданного температурного состояния энергетических установок транспортных средств и дорожных машин в процессах эксплуатации актуальны технологии теплового аккумулирования на основе тепловой энергии фазового перехода в веществах жидкость ↔ твердое тело [1 - 10]. Теплоаккумулирующие материалы (ТАМ) широко используются в машинах и механизмах в условиях эксплуатации для обеспечения поддержания установленных температур при хранении техники и в процессах предпусковой тепловой подготовки.

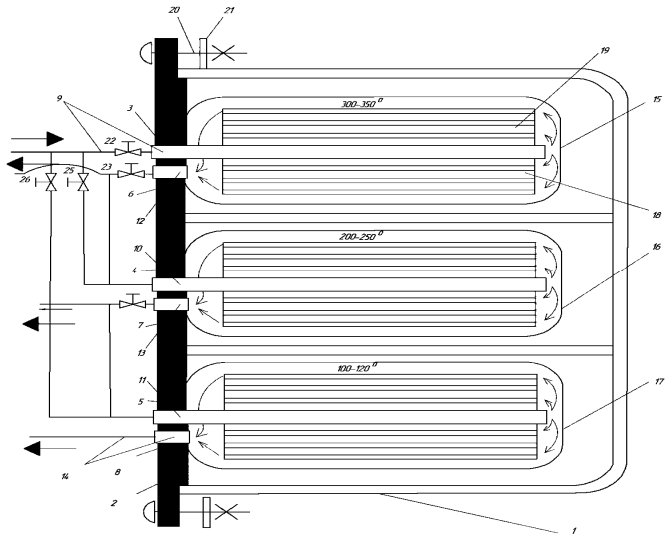
Изложение:

Особенность работы теплового аккумулятора (ТА) заключается в его адаптированности к соответствующему температурному обеспечению, обеспечивается температурой фазового перехода теплоаккумулирующего материала (ТАМ) [1, 3, 4 - 6]. Для более полной утилизации в ТА тепловой энергии отработанных газов (ОГ) энергетических установок машин с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), используемых в дорожном строительстве известны различные технические решения. Известно техническое решение [11 - 16], при котором в условиях низких температур, используют многосекционный (в рассматриваемом случае в составе 3 секций) ТА фазового перехода. Для такого ТА необходим фазопереходный ТАМ [1 - 10] различных категорий: средне- и низкотемпературные, которые должны иметь устойчивость к длительной работе в диапазоне температур 120 - 500 ° С, то есть рабочей температуры отработавших газов ДВС дорожных машин.

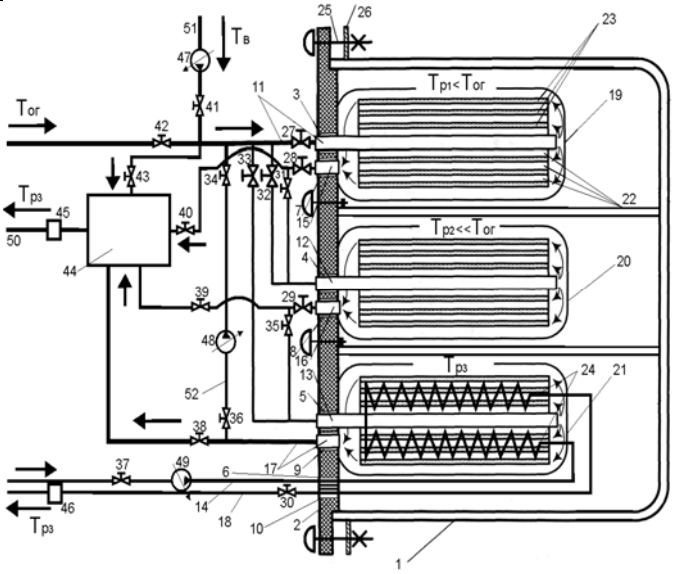
Многосекционный тепловой аккумулятор (МТА) фазового перехода [11 - 16], содержит теплоизолированный вакуумированный цилиндрический корпус со съемной крышкой, имеющей входное и выходное отверстия, впускную и выпускную трубы, блок капсул, заполненных одинаковым теплоаккумулирующая материалом и выполненных с коаксиально расположенных цилиндров с образованием между ними кольцевых зазоров для прохода жидкого теплоносителя. Он содержит не менее двух блоков капсул с разным теплоаккумулирующая материалом, размещенных в одном вакуумированном корпусе, имеет общие входной и выходной трубопроводы, причем впускные трубы блоков капсул, связанные перепускными трубами с входным трубопроводом, а выпускные трубы блоков капсул связанные перепускными трубами с впускными трубами блоков с более низким диапазоном рабочих температур и на каждой пропускной трубе установлен запорный клапан. Такой МТА позволяет осуществлять отбор тепловой энергии от отработавших газов ДВС дорожных машин в более широком температурном диапазоне и тем самым

накапливать и удерживать большее количество тепловой энергии, а также обеспечивает избирательность диапазона рабочих температур. Для большего аккумулирования тепловой энергии верхний предел температуры ТАМ должна быть 500 - 525 ° С, то есть соответствовать самой температуре отработавших газов ДВС дорожной машины в условиях эксплуатации. Однако, как правило, необходимый температурный максимум при практическом использовании отводимой тепловой энергии, составляет около 350 ° С, поэтому данная величина и принята верхней границей температуры в описанном ТАМ. Таким образом, посекционно работающие значения температур для ТАМ МТА следующие: 1 секция 300 - 350 ° С; 2 секция 200 - 250 ° С; 3 секция 100 -120 ° С. Условно работу в условиях эксплуатации системы прогрева на основе МТА можно разделить на несколько режимов: режим 1 - подача горячего воздуха в объем полости картера двигателя дорожной машины (прогревание картера и деталей двигателя; работают секции 1 и 2 ТА); режим 2 - прогрев системы охлаждения и смазки двигателя дорожной машины (секция 3 ТА) режим 3 - комбинированный.

На фиг. 1 приведена схема многосекционного теплового аккумулятора фазового перехода [12, 14, 15]. Тепловой аккумулятор (МТА) фазового перехода состоит из вакуумированного корпуса 1, съемной крышки 2, имеющий входные 3, 4, 5 и выходные 6, 7, 8 отверстий, в которые запрессованы впускные 9, 10, 11 и выпускные 12, 13, 14 трубы блоков. В середине корпуса находятся блоки 15, 16, 17, состоящие из коаксиально расположенных цилиндрических капсул 18 с зазорами 19 для прохода жидкости. Вся конструкция теплообменника смонтирована на съемной крышке 2, которая закреплена с помощью болтового соединения 20 до кольца 21 приваренного к корпусу. Регулировать количество тепла, подаваемого позволяет наличие на пропускных трубах запорных клапанов 22, 23, 24, 25, 26. МТА работает следующим образом (см. Фиг. 1). При работе ДВС дорожной машины поток ОГ поступает через входной трубопровод во впускную трубу 9, затем проходит через кольцевые каналы 19 выходит из блока 15 из среднетемпературным ТАМ (350 ° С) в выпускную трубу 12 и далее, проходя последовательно через впускные 10, 11 и выпускную 13 трубу в блок с низкотемпературным ТАМ (120 ° С), выходит через выходной трубопровод 14. При этом ТАМ, находящийся в цилиндрических капсулах 18 нагревается в твердой фазе до температуры плавления, плавится, а затем нагревается в жидкой фазе до соответствующей температуры, при которой наступает тепловое равновесие между ним и отработанными газами. Сохранение тепла осуществляется за счет наличия вакуумированного корпуса 1. Крышка 2 с входными 3, 4, 5 и выходными 6, 7, 8 отверстиями снимается и крепится с помощью болтового соединения 20 до приваренного к корпусу кольца 21. Процесс отдачи МТА тепловой энергии в общем случае осуществляется путем прокачки теплоносителя через трубопровод 14 впускные и выпускные трубы блоков 17, 16, 15, кольцевые зазоры 19 и трубопровод 9. При этом происходит обратный фазовый переход, в результате которого ТАМ кристаллизуется и отдает ранее накопленную энергию теплоносителю. В качестве теплоносителя в режиме прогрева ДВС дорожной машины используется воздух, рабочая жидкость системы охлаждения и (или) смазки, или вода (в зависимости от рабочего блока БТА), нагревающихся рабочими блоками 15, 16 и 17. Регулировка количества подаваемого теплового потока, осуществляется перепускными запорными клапанами 22, 23, 24, 25, 26 (технологические коммуникации теплоаккумулирующих блоков и систем ДВС дорожной машины условно не показаны). Устройство рассчитано на работу при температуре окружающей среды до минус 45 ° С. Теплоноситель нагревается и передает тепловую энергию деталям двигателя. Стоит отметить, что бортовой МТА может работать как на нагрев, так и на охлаждение и обеспечивает температурную стабилизацию тепловых процессов путем «заимствования» недостающего или «сброс» лишней теплоты.



Фиг. 1. Схема многосекционного теплового аккумулятора фазового перехода [12, 14, 15]



Фиг. 2. Тепловой аккумулятор фазового перехода (патент № 70814 UA) [11]

Кроме этого для улучшения параметров рабочих процессов прогрева двигателя дорожной машины используются и другие технологические решения. Основные возможные решения, по сравнению с уже известными, что выглядят целесообразными в порядке перспектив развития систем прогрева ДВС дорожной машины заключаются в следующем: управление температурным воздействием в фиксированных пределах при осуществлении процесса предпускового и послепускового прогрева ДВС дорожной машины в многосекционных ТА; использование внешних источников энергии для подогрева двигателя дорожной машины и поддержания характерных свойств МТА; использование внешних источников энергии или рекуперации энергии для подогрева двигателя дорожной машины и поддержания характерных свойств МТА.

В рассматриваемом направлении создания и реализации возможных технологических решений существуют следующие разработки. Многосекционный тепловой аккумулятор фазового перехода [11] состоит из вакуумированного корпуса 1 (фиг. 2), съемной крышки 2, имеющий входные 3, 4, 5, 6 и выходные 7, 8, 9, 10 отверстия, в которые установлены впускной трубопровод газообразного теплоносителя 11 впускные 12, 13 и выпускные 15, 16, 17 трубопроводы блоков, впускной 14 и выпускной 18 трубопроводы жидкостного теплоносителя. К впускному трубопроводу газообразного теплоносителя 11 примыкает воздушный трубопровод 51, который снабжен нагнетающим насосом 47 и запорным клапаном 41. Внутри корпуса находятся блоки секций 19, 20, 21, состоящие из цилиндрических коаксиально расположенных капсул, заполненных фазопереходным теплоаккумулирующим материалом 22 с кольцевыми зазорами 23 для прохода газообразного теплоносителя (отработанные газы ДВС). Кроме этого в блоке секции 21 установлены нагревательные элементы 24 жидкостного теплоносителя блока секции с более низким диапазоном рабочих температур. Вся конструкция теплообменника смонтирована на съемной крышке 2, которая закреплена с помощью болтовых соединений 25 до элементов крепления корпуса 26, установленных в самом корпусе.

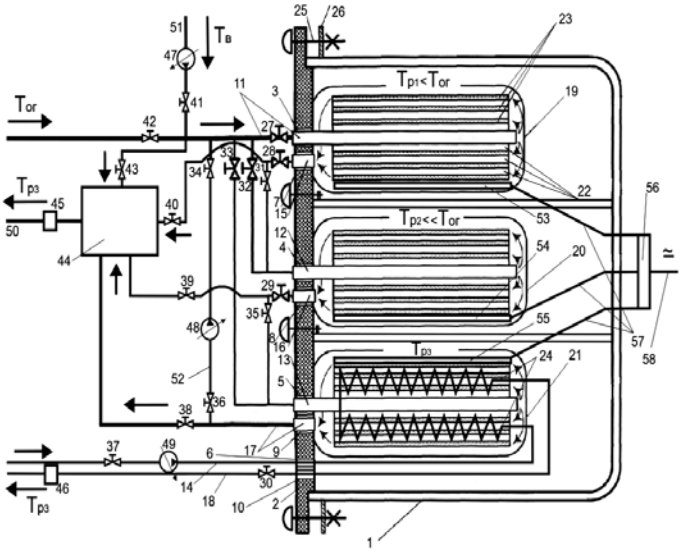
Выпускной трубопровод газообразного теплоносителя 50 с датчиком 45 рабочей температуры присоединен к смесительной камере 44, к которой подходят выпускные трубопроводы блоков 15, 16, 17 и воздушный трубопровод 51. Выпускной трубопровод 18 жидкостного теплоносителя с датчиком рабочей температуры 46 присоединен к нагревательным элементам 24 жидкостного теплоносителя блока секции с более низким диапазоном рабочих температур, установленным в блоке секции 21 присоединенными к впускному трубопроводу жидкостного теплоносителя 14 с нагнетающим насосом 49 и запорным клапаном 37 (установка нагревательных элементов внутри цилиндрических капсул условно не показаны). Регулировать количество тепловой энергии, подаваемой в

смесительную камеру 44 и, соответственно, к выпускному трубопроводу газообразного теплоносителя 50 позволяет наличие на пропускных трубопроводах запорных клапанов 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 38, 39, 40 , 41, 42, 43, а автономно осуществлять перезарядку (собственный подогрев) блока секции 21 с более низким диапазоном рабочих температур от блоков секций 19, 20 с более высоким диапазоном рабочих температур позволяет наличие пропускного 52 трубопровода с нагнетающим насосом 48 и запорных клапанов 34 и 36.

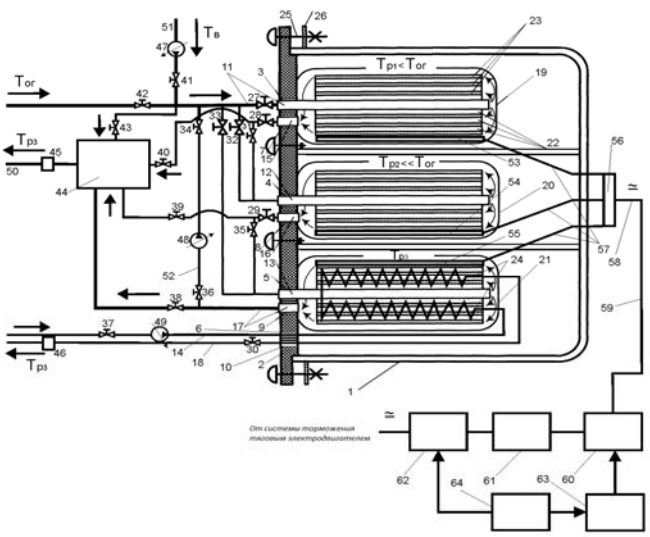
Применение описанного МТА позволит: уменьшить расход топлива на прогрев ДВС в холодное время года, тем самым повышая эффективность его использования; достичь большего удобства в утилизации отработанных газов в более широком температурном диапазоне; поддерживать температуру охлаждающей жидкости в системе охлаждения при заглушенном ДВС в пределах температур "горячего прогрева» (50 - 70 ° С, в зависимости от эксплуатационных требований и заводской инструкции) при низких температурах окружающего воздуха, или, если температура охлаждающей жидкости (масла и топлива) двигателя не соответствует установленным выше требованиям; одновременно поддерживать температуры теплоносителя, поступающего в ДВС параллельно по двум потокам, как газовоздушной, так и в жидком, причем с фиксированной одинаковой температурой потоков с более низким диапазоном рабочих температур, близких к рабочей температуры ДВС; автономно осуществлять перезарядку (собственный подогрев) секции блока с более низким диапазоном рабочих температур от секций блока с более высоким диапазоном рабочих температур.

Многосекционный тепловой аккумулятор фазового перехода [17] состоит из вакуумированного корпуса 1 (фиг. 3), съемной крышки 2, имеющий входные 3, 4, 5, 6 и выходные 7, 8, 9, 10 отверстия, в которые установлены впускной трубопровод газообразного теплоносителя 11 впускные 12, 13 и выпускные 15, 16, 17 трубопроводы блоков, впускной 14 и выпускной 18 трубопроводы жидкостного теплоносителя. К впускного трубопровода газообразного теплоносителя 11 примыкает воздушный трубопровод 51, который снабжен нагнетающим насосом 47 и запорным клапаном 41. Внутри корпуса находятся блоки секций 19, 20, 21, состоящие из цилиндрических коаксиально расположенных капсул, заполненных фазопереходным теплоаккумулирующим материалом 22 с кольцевыми зазорами 23 для прохода газообразного теплоносителя (отработанные газы ДВС), с установленными в блоках секций соответственно электронагревательными элементами секций теплового аккумулятора 53, 54, 55, что соединенной с источником электроэнергии 58 с помощью блока управления и распределения напряжений электронагревателей 56 и силового электрокабеля 57. Кроме этого в блоке секции 21 установлены нагревательные элементы 24 жидкостного теплоносителя блока секции с более низким диапазоном рабочих температур. Вся конструкция теплообменника смонтирована на съемной крышке 2, которая закреплена с помощью болтовых соединений 25 до элементов крепления корпуса 26, установленных в самом корпусе. Выпускной трубопровод газообразного теплоносителя 50 с датчиком 45 рабочей температуры присоединен к смесительной камере 44, к которой подходят выпускные трубопроводы блоков 15, 16, 17 и воздушный трубопровод 51. Выпускной трубопровод 18 жидкостного теплоносителя с датчиком рабочей температуры 46 присоединен к нагревательным элементам 24 жидкостного теплоносителя блока секции с более низким диапазоном рабочих температур, установленным в блоке секции 21 присоединенными к впускного трубопровода жидкостного теплоносителя 14 из нагнетающим насосом 49 и запорным клапаном 3 7 (установка нагревательных элементов внутри цилиндрических капсул условно не показаны). Регулировать количество теплоты, подаваемой в смесительную камеру 44 и, соответственно, к выпускному трубопроводу газообразного теплоносителя 50 позволяет наличие на пропускных трубопроводах запорных клапанов 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 38, 39, 40, 41, 42, 43, а автономно осуществлять перезарядку (собственный подогрев) блока секции 21 с более низким диапазоном рабочих температур от блоков секций 19, 20

с более высоким диапазоном рабочих температур позволяет наличие пропускного 52 трубопровода с нагнетающим насосом 48 и запорных клапанов 34 и 36.



Фиг. 3. Тепловой аккумулятор фазового перехода (патент № 75299 UA) [17]



Фиг. 4. Тепловой аккумулятор фазового перехода (патент № 78985 UA) [18]

Для дополнительной подзарядки теплового аккумулятора он оснащен электронагревательными элементами секций теплового аккумулятора 53, 54, 55, которые позволяют заряжать его от источника электроэнергии 58 с помощью блока управления и распределения напряжений электронагревателей 56 и силового электрокабеля 57. В качестве источника электроэнергии 58 может быть использована электрическая сеть или стационарный источник электроэнергии, электрогенератор или рекуперативная система транспортного средства. Применение описанного МТА позволит: уменьшить расход топлива на прогрев ДВС в холодное время года, тем самым повышая эффективность его использования; достичь большего удобства в утилизации отработанных газов в более широком температурном диапазоне; поддерживать температуру охлаждающей жидкости в системе охлаждения при заглушенном ДВС в пределах температур "горячего прогрева» (50 - 70 ° С, в зависимости от эксплуатационных требований и заводской инструкции) при низких температурах окружающего воздуха, или, если температура охлаждающей жидкости (масла и полного) двигателя не соответствует установленным выше требованиям; одновременно поддерживать температуры теплоносителей, поступающих в ДВС параллельно двумя потоками, как газовоздушной, так и в жидком, причем с фиксированной одинаковой температурой потоков с более низким диапазоном рабочих температур, близких к рабочей температуры ДВС; автономно осуществлять перезарядку (собственный подогрев) секции блока с более низким диапазоном рабочих температур от секций блока с более высоким диапазоном рабочих температур; дополнительное подзарядки теплового аккумулятора при его оснащении электронагревательными элементами секций теплового аккумулятора, которые позволяют заряжать его от электрической сети, стационарного источника электроэнергии, электрогенератора или рекуперативной системы транспортного средства.

Многосекционный тепловой аккумулятор фазового перехода [18] состоит из вакуумированного корпуса 1 (фиг. 4), съемной крышки 2, имеющий входные 3, 4, 5, 6 и выходные 7, 8, 9, 10 отверстия, в которые установлены впускной трубопровод газообразного теплоносителя 11 впускные 12, 13 и выпускные 15, 16, 17 трубопроводы блоков, впускной 14 и выпускной 18 трубопроводы жидкостного теплоносителя. К впускного трубопровода газообразного теплоносителя 11 примыкает воздушный трубопровод 51, который снабжен нагнетающим насосом 47 и запорным клапаном 41. Внутри корпуса находятся блоки секций 19, 20, 21, состоящие из цилиндрических коаксиально расположенных капсул, заполненных фазопереходным

теплоаккумулирующим материалом 22 с кольцевыми зазорами 23 для прохода газообразного теплоносителя (отработанные газы ДВС), с установленными в блоках секций соответственно электронагревательными элементами секций теплового аккумулятора 53, 54, 55, соединенные с источником электроэнергии 58 с помощью блока управления и распределения напряжений электронагревателей 56, силовых электрокабелей 57 и 59 с усилителем 60, преобразователем электроэнергии 62, блоком накопителей электроэнергии конденсаторного типа 61, ШИМ контроллером (контроллером широтноимпульсной модуляции) 63 и блоком управления системой рекуперации 64. Кроме этого в блоке секции 21 установлены нагревательные элементы 24 жидкостного теплоносителя блока секции с более низким диапазоном рабочих температур. Вся конструкция теплообменника смонтирована на съемной крышке 2, которая закреплена с помощью болтовых соединений 25 до элементов крепления корпуса 26, установленных в самом корпусе. Выпускной трубопровод газообразного теплоносителя 50 с датчиком 45 рабочей температуры присоединен к смесительной камере 44, в которую подходят выпускные трубопроводы блоков 15, 16, 17 и воздушный трубопровод 51. Выпускной трубопровод 18 жидкостного теплоносителя с датчиком рабочей температуры 46 присоединен к нагревательным элементам 24 жидкостного теплоносителя блока секции с более низким диапазоном рабочих температур, установленным в блоке секции 21 присоединенными к впускного трубопровода жидкостного теплоносителя 14 из нагнетающим насосом 49 и запорным клапаном 37 (становления нагревательных элементов внутри цилиндрических капсул условно не показаны). Регулировать количество теплоты, подаваемой в смесительную камеру 44 и, соответственно, к выпускному трубопроводу газообразного теплоносителя 50 позволяет наличие на пропускных трубопроводах запорных клапанов 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 35, 38, 39, 40, 41, 42, 43, а автономно осуществлять перезарядку (собственный подогрев) блока секции 21 с более низким диапазоном рабочих температур от блоков секций 19, 20 с более высоким диапазоном рабочих температур позволяет наличие пропускного 52 трубопровода с нагнетающим насосом 48 и запорных клапанов 34 и 36.

Для дополнительной подзарядки теплового аккумулятора [19] он оснащен электронагревательными элементами секций теплового аккумулятора 53, 54, 55, которые позволяют заряжать его от источника электроэнергии 58 с помощью блока управления и распределения напряжений электронагревателей 56 и силовых электрокабелей 57 и 59. В качестве источника электроэнергии 58 может быть использована электрическая сеть или стационарный источник электроэнергии, электрогенератор или рекуперативная система транспортного средства при его торможении. В рекуперативную систему транспортного средства (на примере тепловоза или другого транспортного средства с электрической тягой) входит усилитель 60, преобразователь электроэнергии 62, блок накопителей электроэнергии конденсаторного типа 61, ШИМ контроллер (контроллер широтноимпульсной модуляции) 63 и блок управления системой рекуперации 64 [19]. Преобразователь электроэнергии 62 при торможении тягового электродвигателя согласовывает напряжения тягового электродвигателя, работающего в режиме торможения, и напряжение в блоке накопителей электроэнергии конденсаторного типа 61. Блок накопителей электроэнергии конденсаторного типа 61 осуществляет накопление электрической энергии и образует тормозной момент на тяговом электродвигателе за счет величины тока от преобразователя электрической энергии 62 до блока накопителей электроэнергии конденсаторного типа. ШИМ контроллер (контроллер широтноимпульсной модуляции) 63 осуществляет формирование импульсов соответствующей частоты и изменение их скважности для регулирования мощности, подаваемой на электронагревательные элементы секций теплового аккумулятора 53, 54, 55. Усилитель 60 усиливает по мощности сигналы ШИМ контроллера (контроллера широтноимпульсной модуляции) 63. блок управления системой рекуперации 64 управляет работой преобразователя электроэнергии 62 и ШИМ контроллера (контроллера широтноимпульсной модуляции) 63. Элементы ТА, предназначены для дополнительной

подзарядки его от накопителя рекуперативной системы электрической энергии вводятся в действие в случае, когда накопленной тепловой энергии ТА недостаточно для прогрева ДВС до соответствующей температуры (если очень низкая температура окружающей среды, или, если может иметь место вынужденное длительное простаивание без реализации повторно - кратковременного прогревательного режима работы ДВС).

Применение данного МТА фазового перехода позволит: уменьшить расход топлива на прогрев ДВС в холодное время года, тем самым повышая эффективность его использования; достичь большего удобства в утилизации отработанных газов в более широком температурном диапазоне; поддерживать температуру охлаждающей жидкости в системе охлаждения при заглушенном ДВС в пределах температур "горячего прогрева» (50 - 70 ° С, в зависимости от эксплуатационных требований и заводской инструкции) при низких температурах окружающего воздуха, или, если температура охлаждающей жидкости (масла и топлива) двигателя не соответствует установленным выше требованиям; одновременно поддерживать температуры теплоносителя, поступающего в ДВС параллельно по двум потокам, как газовоздушной, так и в жидком, причем с фиксированной одинаковой температурой потоков с более низким диапазоном рабочих температур, близких к рабочей температуре ДВС; автономно осуществлять перезарядку (собственный подогрев) секции блока с более низким диапазоном рабочих температур от секций блока с более высоким диапазоном рабочих температур; дополнительное подзарядки теплового аккумулятора фазового перехода при его оснащении электронагревательными элементами секций теплового аккумулятора, которые позволяют заряжать его от электрической сети, стационарного источника электроэнергии, электрогенератора или рекуперативной системы транспортного средства при его торможении, в которую входит усилитель, преобразователь электроэнергии, блок накопителей электроэнергии конденсаторного типа, ШИМ контроллер (контроллер широтноимпульсной модуляции) и блок управления системой рекуперации.

3. Заключение:

Проведенный анализ существующих технических решений на основе многосекционных тепловых аккумуляторов для максимально полной утилизации тепловой энергии отработанных газов энергетических установок машин с двигателями внутреннего сгорания, используемых в дорожном строительстве. Особенность работы проанализированных тепловых аккумуляторов заключается в их адаптированности к соответствующему температурному обеспечению, обеспечивается температурой фазового перехода теплоаккумулирующих материалов, но при этом в полном объеме обеспечивается: управление температурным воздействием в фиксированных пределах при осуществлении процесса предпускового и послепускового прогрева двигателя дорожной машины в многосекционном тепловом аккумуляторе; использования внешних источников энергии для подогрева двигателя дорожной машины и поддержания характерных свойств многосекционного теплового аккумулятора использования внешних источников энергии или рекуперации энергии для подогрева двигателя дорожной машины и поддержания характерных свойств многосекционного теплового аккумулятора.

Литература:

1. Levenberh V.D. Akkumulyrovanye tepla / V.D. Levenberh, M.R. Tkach, V.A. Hol'strem // Kyev: Tekhnyka. 1991. - 112 s.
2. Aleksandrov V.D. Teploakkumulyruyushchye materyaly na osnove krystallohydratov / V.D. Aleksandrov, O.V. Sobol', S.A. Frolova, Y.V. Sel'skaya, A.YU. Sobolev, S.H. Buhasova, N.V. Shchebetovskaya, D.P Loyko, V.N. Ardat'ev, O.E. Syl'chenko, M.V. Stasevych // Visnyk DonNABA. 2009. – 1 (75). – S. 100-103.
3. Aleksandrov V.D. Teplovi akumulyatory fazovoho perekhodu dlya transportnykh zasobiv: parametry robochykh protsesiv: monohrafiya / V.D. Aleksandrov, YU.F. Hutarevych, I.V. Hrytsuk, YU.V. Pryleps'kyy, V.A. Postnikov, A.M. Hushchyn, D.S. Adrov, V.S. Verbovs'kyy, Z.I. Krasnokut·s'ka – Donets'k: Vyd-vo «Noulidzh» (Donets'ke viddilennya), 2014.- 230 s.
4. Bekman H., Hylly P. Teplovoe akkumulyrovanye énerhyy. M.:. Myr. – 1987. - 256 s.
5. Aleksandrov V.D. Kynetyka zarodysheobrazovanyya y massovoy krystallyzatsyy pereokhlazhdennykh

zhydkostey y amorfnykh sred. Donetsk: Donbass, 2011, 580s.
6. Levenberh V.D. Énerhetycheskye ustanovky bez toplyva. - Lenynhrad: Sudostroenye, 1987. - 104s.
7. Danylyn V.N., Dolesov A.H. Teplo- y kholodoakkumulyruyushchye materiali na osnove atsetata natryya// Krasnodar: Kubanskyy hos. tekhn. un-t. Ynternet – sayt: kubstu.ru/fams/dopoln8.htm. –2007h.
8. Korynchevskaya T.V. Teploakkumulyruyushchye materyaly s fazovym perekhodom // Kyev: Yn-t tekhn. teplofyzyky NAN Ukrayny. Materyaly Konferentsyy molodykh uchenykh SMMT 2008 h.
9. Aleksandrov V.D. Razrabotka teploakkumulyruyushchykh materyalov na osnove dyahramm sostoyanyya krystallohydratov soley natryya / Aleksandrov V.D., Postnykov V.A., Sobol' O.V., Sobolev A.YU., Ostapenko V.V., Snezhkyn YU.F., Mykhaylyk V.A., Ulanov N.M., Hrytsuk Y.V. // Mezhdunarodnaya nauchno-praktycheskaya konferentsyya «Aktual'nye problemy fyzyko-khymycheskoho materyalovedenyya» 30.09.2013 – 4.10.2013h.: Tezysy dokladov. – Makeevka: DonNASA, 2013. s. 35.
10. Aleksandrov V.D. Étapy razvytyya klasterno-koahulyatsyonnoy teoryy krystallyzatsyy pereokhlazhdennykh hydkostey / Aleksandrov V.D., Aleksandrova O.V., Hrytsuk Y.V., Kostanda YU.V., Nahornaya N.P., Postnykov V.A., Sobol' O.V., Frolova S.A., Shchebetovskaya N.V., Pokyntelytsa E.A., Moz·hunova T.V. // Visnyk Donbas'koyi natsional'noyi akademiyi budivnytstva i arkhitektury. Zbirnyk naukovykh prats'. - Makiyivka: DonNABA, 2013– Vypusk 2013 – 1 (99). s. 21-28.
11. Patent № 70814 Ukrayina, MPK F24N 7/00 Teplovyy akumulyator fazovoho perekhodu / Hrytsuk I.V., Pryleps'kyy YU.V., Hutarevych YU.F., Krasnokut·s'ka Z.I., Aleksandrov V.D., Postnikov V.A., Serhiyenko M.I., Poddubnyak V.Y., Doroshko V.I., Verbovs'kyy V.S., Adrov D.S. / (Ukrayina); Zayavnyk i patentovlasnyk Natsional'nyy transportnyy un-t. DNVZ «Donets'kyy instytut zaliznychnoho transportu UkrDAZT», Derzhavnyy № u 2012 14659; zayav. 09.12.2011; opubl. 25.06.2012, Byul. №12.-6s.:il.
12. Patent na poleznuyu model' RU № 65191 Ul MKP F24H 7/02 (2006.01). Teplovoy akkumulyator fazovoho perekhoda / D.YA.Nosyrev, N.V.Chertykovtseva (RF).-№2007100281/22; Zayavleno 09.01.2007; Opubl. 27.07.2007, Byul. № 21.
13. Chetverhov V.A. Puty snyzhenyya raskhoda toplyva teplovozamy v severnom rehyone ékspluatatsyy / V.A. Chetverhov, A.Y. Volodyn, V.T. Dankovtsev [y dr.]. - M.: Transport, 1991. - 57 s.
14. Chertykovtseva N.V. Povyshenye éffektyvnosty prohreva manevrovoho teplovoza v zymnee vremya za schet yspol'zovanyya vtorychnykh énerhonosyteley: dys. … kand. tekhn. nauk: 05.22.07 / Chertykovtseva Natal'ya Valer'evna. – Samara, 2009. – 162 s.
15. Chertykovtseva N.V. Razrabotka systemy prohreva teplovoznoho dyzelya na osnove vtorychnykh énerhonosyteley [Tekst] / N.V. Chertykovtseva, D.YA. Nosyrev // Vestnyk RHUPS. - 2008. - №2. - S.35-42.
16. Nosyrev D.YA. Povyshenye resursa teplovoznykh dyzeley za schet prymenenyya netradytsyonnykh tekhnycheskykh sredstv [Tekst] / D.YA. Nosyrev, N.V. Chertykovtseva // Yzvestyya Samarskoho nauchnoho tsentra RAN. Spetsyal'nyy vypusk «Problemy zheleznodorozhnoho transporta na sovremennom étape razvytyya». - Samara: Yzdatel'stvo SNTSRAN, 2007. - S. 145-149.
17. Patent № 75299 Ukrayina, (2012.01). F24N 7/00. Teplovyy akumulyator fazovoho perekhodu / Hrytsuk I.V., Krasnokut·s'ka Z.I. / (Ukrayina); Zayavnyk i patentovlasnyk Natsional'nyy transportnyy un-t. № u2012 06150; zayav. 21.05.2012; opubl. 26.11.2012, Byul. №22.-5s.:il.
18. Patent № 78985 Ukrayina, MPK (2013.01) F24N 7/00, Teplovyy akumulyator fazovoho perekhodu / Hrytsuk I.V., Hutarevych YU.F., Pryleps'kyy YU.V., Poddubnyak V.Y., Serhiyenko M.V., Krasnokut·s'ka Z.I. / (Ukrayina); Zayavnyk i patentovlasnyk Natsional'nyy transportnyy un-t. DNVZ «Donets'kyy instytut zaliznychnoho transportu UkrDAZT», Derzhavnyy № u2012 10520; zayav.06.09.2012; opubl.10.04.2013, Byul. №7.-6s.:il.
19. Chernyak YU.V., Pryleps'kyy YU.V., Hrytsuk I.V. Fizychna model' rekuperatyvnoyi systemy manevrovoho teplovozu: Monohrafiya.-Donets'k. 2010.-196s.

За контакти:
Mysjura Nikolaj Illich - Candidate of Technical Sciences (PhD), Associate Professor at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (+38050) 669-15-24; e-mail: nikmis@ukr.net.
Grytsuk Andrej Igorevich – Student, Donbas National Academy of Civil Engeneering and Architecture, Kramators'k, Ukraine. tel.: (+38095) 689-66-89; e-mail: gritsuk.and.ig@gmail.com.
Krasnokutskaja Zoja Igorevna - Head of the Scientific Department for Technology Transfer, Innovation and Intellectual Property, National Transport University, head of the scientific department for technology transfer, innovation and intellectual property, National Transport University, Kyiv, tel.: (+38067) 447-12-41; e-mail: zoya.dvz@gmail.com.
Grytsuk Igor Valeriyovich – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (+38066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

THE RELIABILITY OF TECHNOLOGICAL TRANSPORT OPERATION IMPROVING

Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Dmytro Klets,
Vyacheslav Pletnev, Victoria Zadorozhna

Abstract. The availability of transport operations, which allows to estimate the probability of completing work in given time taking into account the technical condition and the intensity of accidents on the road caused by stability of motion of rolling stock was substantiated. The research results can be used to develop recommendations to reduce downtime of transport operations in the manufacture of large machine-building companies' products.

Key words: technological transport, maintenance, stability, availability, task execution.

Технологический транспорт, включающий в себя специализированный подвижной состав на базе грузовых автомобилей, является одним из элементов разновидности системы ВАДС, а именно системы ”водитель – технологический автомобиль – дорога – производственный процесс машиностроительного предприятия” (ВТАДПП). Надежность указанной системы определяет эффективность и устойчивость работы машиностроительного предприятия.

Понятие надежности – сохранения качества функционирования объекта во времени – может быть применено к каждому из элементов системы ВТАДПП. При этом необходимо учитывать конкретные особенности каждого из элементов указанной системы [1–15]. Надежность системы ВТАДПП в целом отличается от совокупности надежности ее элементов влиянием различных связей, которые могут быть не только межэлементными, но и внутриэлементными или межсистемными [1].

Обеспечение надёжности выполнения транспортной работы, а именно – своевременной доставки продукции из одного цеха в другой (в соответствии с технологическим процессом изготовления крупногабаритной продукции) является важным условием устойчивой работы крупного машиностроительного предприятия.

Показателем надёжности технологического процесса, в данном случае, будет являться вероятность доставки изделия из пункта А (цех А) в пункт Б (цех Б) в заданное время *T*. При этом подразумевается отсутствие неустранимых отказов, а устранимые отказы устраняются за время *t*. Время *t* не должно превышать предельно допустимое время [*t*] по условию нормальной работы предприятия. В работе [16] надёжность протекания подобных процессов оценивается коэффициентом выполнения задания, который представляет собой вероятность успешного решения задания

$$K_{ГТр} = \exp(-\lambda T e^{-\mu t}), \quad (1)$$

где λ – интенсивность возникновения отказов;

μ – интенсивность обслуживания.

Рассмотрим надёжность выполнения транспортной работы с учётом соотношения (1). Предполагается, что за время перевозки *T* груза из цеха А в цех Б (время выполнения транспортной операции) возникает суммарная интенсивность отказов $\lambda_{\sum}$, определяемая как

$$\lambda_{\sum} = \lambda_o + \lambda_y, \quad (2)$$

где λ_o – интенсивность отказов, связанных с техническим состоянием подвижного состава;

λ_y – интенсивность аварийных ситуаций на дороге, связанных с потерей устойчивости подвижного состава.

Различие в вероятности возникновения отказов при выполнении груженой и порожней ездок можно учесть введением коэффициента учета загрузки машины k_3, полученного на основании обработки статистических данных, предоставленных предприятием.

С учётом коэффициента загрузки k_3 уравнение (1) можно преобразовать к виду

$$K_{ГТр} = \exp\left[-\left(\lambda_o + \lambda_y\right)\cdot T \cdot k_з \cdot e^{-\mu_1 t_1 - \mu_2 t_2 - \mu_3 t_3}\right], \quad (3)$$

где μ_1 – интенсивность обслуживания при отказах автопоезда;

μ_2 – интенсивность обслуживания при аварийных ситуациях, связанных с потерей устойчивости в плоскости дороги;

μ_3 – интенсивность обслуживания при аварийных ситуациях, связанных с потерей устойчивости положения;

t_1 – предельное время обслуживания при отказах автопоезда;

t_2 – предельное время обслуживания при аварийных ситуациях, связанных с потерей устойчивости в плоскости дороги;

t_3 – предельное время обслуживания при аварийных ситуациях, связанных с потерей устойчивости положения.

Наиболее весомыми являются аварийные ситуации, связанные с потерей устойчивости положения. При этом на устранение их последствий затрачиваются наибольшие временные и материальные ресурсы. Более простыми для устранения являются аварийные ситуации, связанные с потерей устойчивости в плоскости дороги. При этом возможны смещения крупногабаритных грузов, установленных на автопоезде, которые могут в дальнейшем привести к потере устойчивости.

Поперечную устойчивость груженого автомобиля возможно оценить известным соотношением для определения угла статической устойчивости α [17, 18]

$$\mathrm{tg}\alpha = \frac{B}{2 \cdot h_c}, \quad (4)$$

где h_c – высота центра масс системы ”автомобиль-груз”;

B – колея автомобиля.

Высота центра масс системы ”автомобиль-груз” (рис.1) h_c определяется из следующего выражения

$$h_c = \frac{h_a \cdot m_a + h_{гр} \cdot m_{гр}}{m_a + m_{гр}}, \quad (5)$$

где h_a – высота центра масс автомобиля;

$h_{гр}$ – высота центра масс груза;

m_a – масса автомобиля;

$m_{гр}$ – масса груза.

Подставляя (5) в (4), получим

$$\mathrm{tg}\alpha = \frac{B}{2 \cdot \dfrac{h_a \cdot m_a + h_{гр} \cdot m_{гр}}{m_a + m_{гр}}}. \quad (6)$$

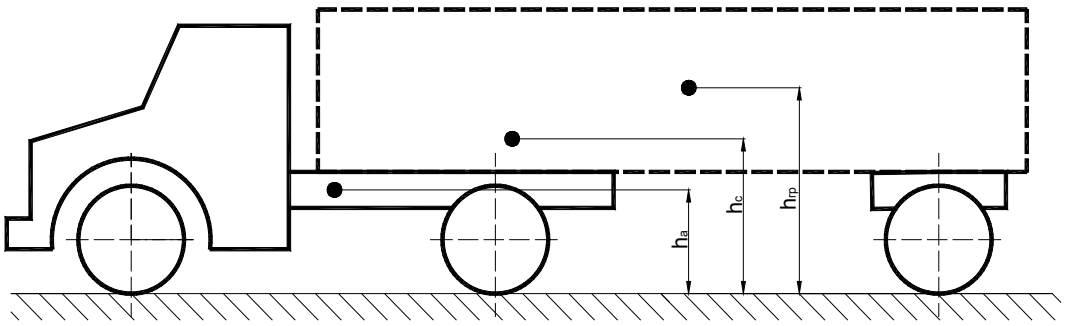


Рис.1. Изменение высоты центра масс системы ”автомобиль-груз” при загрузке крупногабаритной продукцией

Высота центра масс h_c изменяется в зависимости от коэффициента загрузки $k_з$. Коэффициент загрузки определяется из следующего соотношения

$$k_з = \frac{m_{гр}}{m_{гр\,\max}}. \qquad (7)$$

Подставляя в выражение (6) зависимость (7) и выполнив преобразования, получим

$$k_з = \frac{\left(-2 \cdot \mathrm{tg}\alpha \cdot h_a + B\right) \cdot m_a}{\left(2 \cdot \mathrm{tg}\alpha \cdot h_{гр} - B\right) \cdot m_{гр\,\max}}. \qquad (7)$$

В таком случае, выражение (3) примет следующий вид

$$K_{ГТр} = \exp\left[-\left(\lambda_o + \lambda_y\right) \cdot T \cdot \frac{\left(-2 \cdot \mathrm{tg}\alpha \cdot h_a + B\right) \cdot m_a}{\left(2 \cdot \mathrm{tg}\alpha \cdot h_{гр} - B\right) \cdot m_{гр\,\max}} \cdot e^{-\mu_1 t_1 - \mu_2 t_2 - \mu_3 t_3}\right]. \qquad (8)$$

Для параметров, полученных в условиях реальной эксплуатации ($\lambda_o = 0{,}1$ 1/ч, $\lambda_y = 0{,}01$ 1/ч, μ_1=3,3 1/ч, μ_2=1,5 1/ч, μ_3=0,6 1/ч, t_1= 0,5 ч, t_2= 1 ч, t_3= 2 ч), были построены графики (рис. 2) изменения вероятности успешного выполнения задания $K_{ГТр}$ в зависимости от факторов надёжности и безопасного использования технологического транспорта при выполнении внутризаводских транспортных операций крупного машиностроительного предприятия.

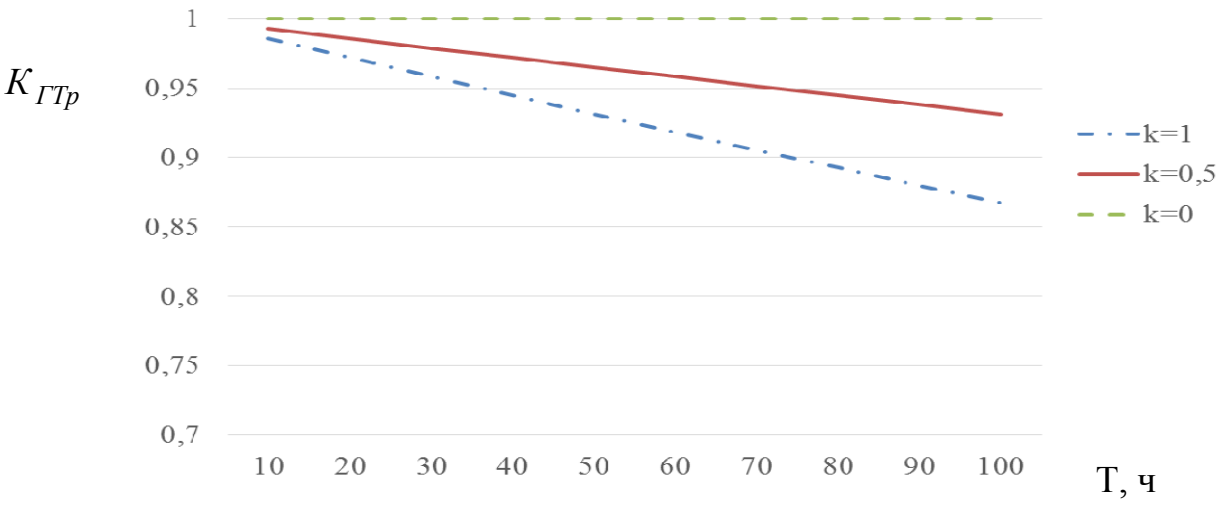


Рис. 2. Изменение вероятности успешного выполнения транспортной операции в зависимости от различных факторов

При применении в работе предприятия разработанных ранее подходов по повышению устойчивости автомобилей в процессе перевозки крупногабаритной продукции [19, 20], интенсивность аварийных ситуаций на дороге, связанных с потерей их устойчивости снизилась с $\lambda_y = 0{,}01$ 1/ч до $\lambda_y = 0{,}001$ 1/ч. Это позволило повысить вероятность успешного выполнения задания $K_{ГТр}$ на 5–7%, тем самым значительно снизив затраты на устранение последствий таких аварийных ситуаций (рис. 3).

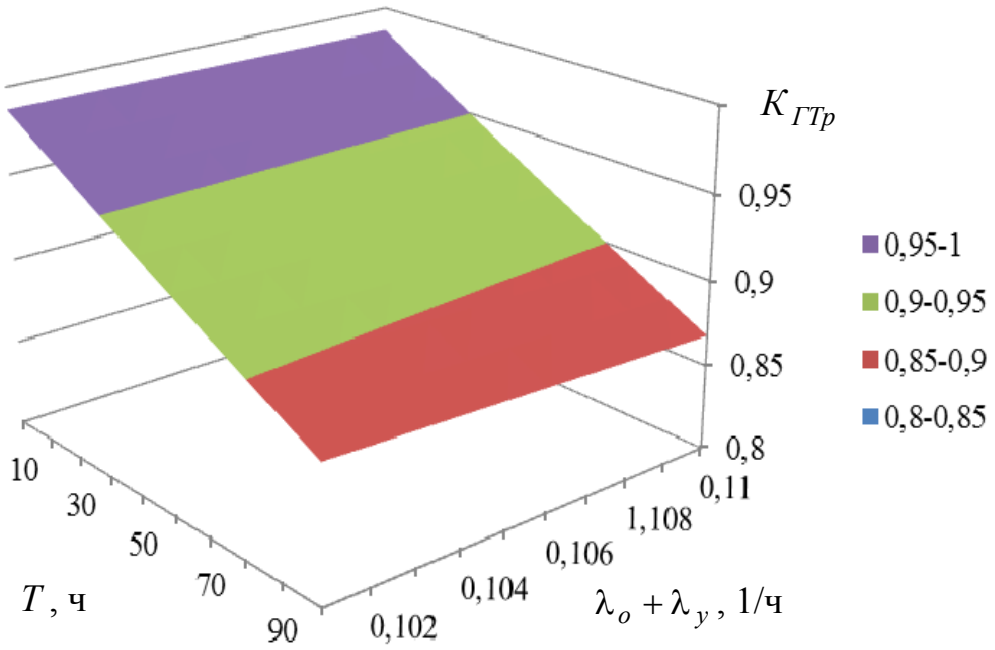


Рис. 3. Изменение вероятности успешного выполнения транспортной операции при применении подходов по повышению устойчивости автомобилей

ВЫВОДЫ:

1. Исследованиями установлено, что межэлементные связи в подсистеме ”водитель – технологический автомобиль – дорога” создают условия для повышения коэффициента готовности выполнения транспортных операций за счёт управления собственно надежностью автомобилей (как отдельной системы) и надежностью транспортного процесса, в котором дорожно-транспортные происшествия можно считать случайными (внезапными) отказами.

2. Наиболее весомыми являются аварийные ситуации, связанные с потерей устойчивости положения. На устранение их последствий затрачиваются значительные временные и материальные ресурсы. Менее значимы аварийные ситуации, связанные с потерей устойчивости в плоскости дороги. Смещение крупногабаритных грузов, установленных на автопоезде, могут привести к потере устойчивости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Rotenberg R.V. Osnovay nadezhnosti sistemay voditely – avtomobily – dorozhnaya sreda / R.V. Rotenberg. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 216 p.

2. Bekker M.G. Vvedenie v teoriyu sistem mestnosty – mashina / M.G. Bekker; per. s angl. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 530 p.

3. Dinamika sistemay doroga – shina – avtomobily – voditely / A.A. Hachaturov, V.L. Afanasyev, V.S. Vasilyev, G.V. Golydin,B.M. Dodonov, V.P. Zhigarev, V.I. Kolytsov, V.S. Yurik, E.I. Yakovlev; pod red. A.A. Hachaturova. – M.: Mashinostroenie, 1976. – 535 p.

4. Vong D. Teoriya nazemnayh transportnayh sredstv / D. Vong.; per. s angl. – M.: Mashinostroenie, 1982. – 284 p.
5. Avtomobilynaye transportnaye sredstva / D.P. Velikanov,
V.I. Bernatskiy, B.N. Nifonov, I.P. Plehanov; pod. Red. D.P. Velikanova. – M.: Transport, 1977. – 326 p.
6. Govorushtenko N.Ya. Osnovay teorii ekspluatatsii avtomobiley / N.Ya. Govorushtenko.- K.: Vishta shkola, 1971. – 232 p.
7. Avtomobilynaye dorogi (sovershenstvovanie metodov proektirovaniya i stroitelystva) / V.M. Sidenko, O.T. Batrakov,
M.I. Volkov, Ya.A. Kaluzhskiy, N.M. Kudryavtsev, E.V. Gavrilov; pod red.
V.M. Sidenko. – K.: Budivelynik, 1973. – 278 p.
8. Elementay bezopasnosti v svyazyah sistemay V-A-D (voditely – avtomobily – doroga) Purga P, Fidlewski M. Elementy bezpieczenstwa czynnego Werelacjach systemy K-P-D / Motoryzacja. – 1988. – №2. – p. 25-28.
9. Mishurin V.M. Nadezhnosty voditelya i bezopasnosty dvizheniya / V.M. Mishurin, A.N. Romanov. – M.: Transport, 1990. – 167 p.
10. Bezopasnosty dvizheniya avtomobilynogo transporta /
B.A. Alekseev, M.I. Kopakov, A.S. Parshev, V.M. Romanov. – M.: Izd-vo DOSAAF, 1972. – 142 p.
11. Govorushtenko N.Ya. Sistemotehnika transporta / pN.Ya. Govorushtenko, A.N. Turenko. – Harykov: HGADTU, 1998. – 468 p.
12. Begma I.V. Uchet psihofiziologii voditeley pri proektirovanii avtomobilynayh dorog / I.V. Begma, E.V. Gavrilov, Ya.A. Kaluzhskiy. – M.: Transport, 1976. – 88 p.
13. Gavrilov E.V. Ergonomika na avtomobilynom transporte / E.V. Gavrilov. – L.: Tehnika,1976. – 152.
14. Bezopasnosty konstruktsii avtomobilya / M.A. Andronov, F.E. Mezheviya, Yu.M. Nemtsov, E.S. Savvushkin. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 160 p.
15. Dzhons I.S. Vliyanie parametrov avtomobilya na dorozhno-transportnaye proisshestviya / I.S. Dzhons. – M.: Mashinostroenie, 1979. –207 p.
16. Kalabro S.R. Printsipay i prakticheskie voprosay nadezhnosti: Per. s angl. D.Yu. Panova. – M.: Mashinostroenie, 1966. – 376 p.
17. Zasobi transportni dorozhni. Stiykisty. Metodi viznachennya osnovnih parametriv viprobuvannyami: DSTU 3310-96. – [Chinniy vid 1996-02-27]. – K.: Derzhstandart Ukraïni 1996. – 10 p. – (Derzhavniy standart Ukraïni).
18. Avtotransportnaye sredstva. Upravlyaemosty i ustoychivosty. Tehnicheskie trebovaniya. Metoday ispaytaniy: GOST 31507-2012. – [Vveden v deystvie 2013-09-01]. – M.: Standartinform 2013. – 51 p. – (Mezhgosudarstvennayy standart).
19. Pletnyov V.N. Primenenie metoda partsialynayh uskoreniy dlya otsenki nadyozhnosti tormoznogo upravleniya avtomobiley / V.N. Pletnyov // Mehanika ta mashinobuduvannya. Naukovo-tehnichniy zhurnal. – 2012. – №2 – p. 121–126.
20. Polyanskiy A.S. Otsenka ekspluatatsionnayh svoystv avtomobilynih poezdov bolyshoy gruzopodaemnosti pri perevozke negabaritnayh gruzov / A.S. Polyanskiy, D.M. Klets, E.A. Dubinin, V.N. Pletnev // Vestnik HNADU: sb. nauch. trudov. – 2013. – Vayp. 60. – p. 38–41.

За контакти: D-r of science, Professor, Polyansky Alexandr, PhD. Eng., associate Professor, Yevgeniy Dubinin, D-r of science, Professor Dmytro Klets, Vyacheslav Pletnev, Kharkov National Automobile and Highway University. Department “Technology of Machine Building and Repair”, PhD. Eng., associate Professor,Victoria Zadorozhna, Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ЦИЛИНДРОВ

THE STUDY OF POSSIBLE FUEL SAVINGS WHEN DISCONNECTING CYLINDERS

Andrey Molodan

Abstract: To the question of what is more profitable – to disable part of cylinders of the engine or to disable one of the two engines installed on the car. Recently in our country and abroad has increased the interest in this direction of improving the economic performance engines, especially automobile engines, as disabling of the cylinders (turn off fuel) at idle speed and partial load.
Keywords: car, deactivating cylinders, fuel economy, the uneven operation of the engine, dynamics.

1. Введение:

Необходимость повышения эффективности работы двигателя в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов способствует как поиску нових технических решений, так и развитию ранее известных, хорошо себя зарекомендовавших. Это связано в первую очередь с ожесточающимися требованиями к топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ), а в ряде случаев с необходимостью улучшения переходных процессов (ПП) в двигателе с сохранением других характеристик на прежнем уровне или даже их улучшении.

Значительное время при работе двигателей транспортных средств и энергетических установок составляют режимы холостого хода (ХХ), малых нагрузок и неустановившиеся режимы (НУР). Одним из способов совершенствования работы двигателя на этих режимах является метод отключения цилиндров.

2. Анализ последних достижений и публикаций:

Проблеме снижения расхода топлива и токсичности отработавших газов автомобилей посвящено значительное количество научных исследований. Значительный вклад в решение указанной проблемы внесли Н.Я. Говорущенко [2]. Одним из первых энергетических подходов к оценке эффективности автомобиля предложил П.М. Гащук [3]. Этот подход получил свое развитие в работах П.П. Евсеева [4]. Следует отметить также из иностранных источников работу Ю. Мацкерле [5]. Появление новых, альтернативных ДВС энергоустановок (электрические двигатели, водородные ДВС, гибридные энергоустановки и т.п.), источников энергии (аккумуляторов, маховиков) [6-8] привела к необходимости расширения понятия (эксплуатационной свойства) «топливная экономичность», включением в него расходы не только тепловой энергии топлива, но и энергии других видов (электрической и механической). В работе [9] предложено ввести понятие «энергетическая экономичность автомобиля» и рассмотрены возможные критерии для ее оценки.

Исследованию влияния неравномерности крутящего момента ДВС тяговой силы на ведущих колесах посвящены работы [10, 11]. В работе [10] с использованием гармонического закона изменения суммарной тяговой силы на ведущих колесах $P_k = \overline{P_k} + A_p \sin(\Omega t)$ определено, что дополнительные потери энергии обусловлены неравномерностью тяговой силы, где P_k – среднее значение тяговой силы; A_p – амплитуда колебаний тяговой силы; Ω – круговая частота колебаний крутящего момента ДВС и тяговой силы на колесах; t – время.

Указанные результаты относятся к оценке дополнительных потерь энергии на движение автомобиля при механическом приводе от ДВС ведущих колес. Вызывает интерес оценка дополнительных расходов энергии и топлива при реализации предложенного [12].

3. Цель и задачи исследования:

Обоснование возможности повышения топливной экономичности на режимах холостого хода и малых нагрузок отключением (включением) топливоподачи в части цилиндров многоцилиндрового автомобильного двигателя.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– представить процесс расчета эффективного отключения цилиндров в многоцилиндровом двигателе и его влияние на относительный дополнительный расход топлива;

– определить относительный дополнительный расхода топлива при отключении цилиндров на многоцилиндровых двигателях.

4. Определение относительного дополнительного расхода топлива при отключении цилиндров на многоцилиндровых двигателях:

Для реализации поставленной задачи необходимо решить следующую задачу по определению дополнительных затрат энергии и топлива на движение автомобиля при использовании механического привода ведущих колес.

Дополнительный расход энергии, обусловленный колебаниями тяговой силы [9]

$$\Delta W = \frac{A_p}{\pi} \cdot S, \tag{1}$$

где A_p – амплитуда колебаний тяговой силы;

S – пробег автомобиля.

Амплитуда колебаний тяговой силы автомобиля

$$A_p = \frac{A_{\text{м}i} \cdot j_{\text{м}} \cdot j_{\text{тр}} \cdot u_{\text{к}} \cdot u_0}{r_{\partial}}, \tag{2}$$

где $A_{\text{м}i}$ – амплитуда колебаний индикаторного крутящего момента [12, 13];

r_{∂} – динамический радиус ведущих колес.

$$A_{\text{м}i} = 0{,}5 \cdot \overline{M_i} \cdot k_1, \tag{3}$$

где $\overline{M_i}$ – среднее значение индикаторного крутящего момента, определяемое внешней нагрузкой на автомобиль;

k_1 – коэффициент неравномерности крутящего момента ДВС [9, 10, 12, 13];

$$k_1 = 0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_{\text{ц}}}, \tag{4}$$

где $i_{\text{ц}}$ – количество отказавших цилиндров ДВС.

При всех работающих цилиндрах ДВС индикаторный крутящий момент двигателя [8, 9]

$$M_i^{'} = \overline{M_i^{'}} + 0{,}5 \cdot \overline{M_i^{'}} \cdot k_1^{'} \cdot \sin\left(\frac{\overline{\omega_e}}{2} \cdot i_{\text{ц}}^{'} \cdot t\right), \quad (5)$$

где $\overline{\omega_e}$ – среднее значение частота вращения коленчатого вала;

$i_{\text{ц}}^{'}$ – число всех цилиндров ДВС.

При отключении части цилиндров (отказе)

$$M_i^{''} = \overline{M_i^{''}} + 0{,}5 \cdot \overline{M_i^{''}} \cdot k_1^{''} \cdot \sin\left(\frac{\overline{\omega_e}}{2} \cdot i_{\text{ц}}^{''} \cdot t\right), \quad (6)$$

где $i_{\text{ц}}^{''}$ – число работающих цилиндров.

Поскольку $\overline{M_i^{'}} = \overline{M_i^{''}} = \overline{M_i}$, то амплитуды колебаний индикаторного крутящего момента

$$A_{\text{м}i}^{'} = 0{,}5 \cdot \overline{M_i} \cdot k_1^{'}; \quad (7)$$

$$A_{\text{м}i}^{''} = 0{,}5 \cdot \overline{M_i} \cdot k_1^{''}; \quad (8)$$

$$k_1^{'} = 0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_{\text{ц}}^{'}}, \quad (9)$$

$$k_1^{''} = 0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_{\text{ц}}^{''}}. \quad (10)$$

Амплитуды колебаний тяговых сил

$$A_p^{'} = \frac{A_{\text{м}i}^{'} \cdot j_{\text{м}} \cdot j_{\partial p} \cdot u_{\text{к}} \cdot u_0}{r_{\partial}}, \quad (11)$$

$$A_p^{''} = \frac{A_{\text{м}i}^{''} \cdot j_{\text{м}} \cdot j_{\partial p} \cdot u_{\text{к}} \cdot u_0}{r_{\partial}}. \quad (12)$$

Относительное увеличение дополнительного расхода энергии при отключении (отказе) части цилиндров

$$\Delta i_{\text{ц}} = i_{\text{ц}}^{'} - i_{\text{ц}}^{''}. \quad (13)$$

$$\frac{\Delta W^{''}}{\Delta W^{'}} = \frac{A_p^{''}}{A_p^{'}} = \frac{k_1^{''}}{k_1^{'}} = \frac{0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_{\text{ц}}^{'}}}{0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_{\text{ц}}^{'} - \Delta i_{\text{ц}}}} = \frac{i_{\text{ц}}^{'}}{i_{\text{ц}}^{'} - \Delta i_{\text{ц}}}\left(1 - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i_{\text{ц}}^{'} + 180{,}5}\right) \quad (14)$$

или

$$k_w = \frac{\Delta W''}{\Delta W'} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}} \left(1 - \frac{\frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}}{1 + \frac{180,5}{i'_{\text{ц}}}} \right). \quad (15)$$

В таблице 1 приведен расчет относительного дополнительного расхода топлива k_w при отключении (отказе) части цилиндров двигателя

Таблица 1

Результаты расчета относительного дополнительного расхода топлива

$i'_{\text{ц}}$	$\Delta i_{\text{ц}}$											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6	1,19	1,48	1,97	2,94	5,84	-	-	-	-	-	-	-
8	1,14	1,32	1,57	1,96	2,60	3,87	7,70	-	-	-	-	-
10	1,11	1,24	1,41	1,63	1,95	2,42	3,21	4,79	9,53	-	-	-
12	1,09	1,19	1,31	1,47	1,67	1,94	2,31	2,88	3,81	5,69	11,31	-

5. Выводы:

1. Обосновано, что экономия топлива на холостом ходу и малых нагрузках при отключении части цилиндров определяется зависимостью индикаторного КПД от изменения нагрузки. Представлен процесс расчета эффективного отключения цилиндров в многоцилиндровом двигателе и его влияние на относительный дополнительный расход топлива.

2. Предложен метод определения относительного дополнительного расхода топлива при отключении цилиндров на многоцилиндровых двигателях.

6. Литература:

1.Govorushtenko N.Ya. Ekonomiya topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobilynom transporte / N.Ya. Govorushtenko. – M.: Transport, 1990. – 135 p.

2.Gashtuk P.N. Energeticheskaya effektivnosty avtomobilya / P.N. Gashtuk. – Lyvov: Svet, 1992. – 208 p.

3.Evseev P.P. Nekotoraye voprosay energetiki avtomobilya / P.P. Evseev. – K.: Vikol, 2006. – 236 p.

4.Matskerle Yu. Sovremennayy ekonomichnayy avtomobily / Yu. Matskerle: per. s cheshsk. V.B. Ivanova: pod. red. A.R. Bendikova. – M.: Mashinostroenie, 1987. –320 p.

5.Bazhinov O.V. Sinergetichniy avtomobily. Teoriya i praktika / O. V Bazhinov, O. P. Smirnov, S. A. Sєrikov, ta in. – H.: HNADU, 2011. – 236 p.

6.Gibridni avtomobili / O.V. Bazhinov, O.P. Smirnov, S.A. Sєrikov, ta in. – H.: HNADU, 2008. – 327 p.

7.Elektromobily: tehnika i ekonomika / V.A. Shtetina, Yu.Ya. Morgovskiy, B.I. Tsenter, V.A. Bogomazov. – L.: Mashinostroenie, 1987. – 236 p.

8.Podrigalo M.A. Energeticheskaya ekonomichnosty avtomobilya i kriterii eyo otsenki / M.A. Podrigalo, D.V. Abramov, Yu.V. Tarasov, V.M. Efimchuk // Visnik natsionalynogo tehnichnogo universitetu «HPI». Zbirnik naukovih pratsy. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – №40 (1119), 2015. – p. 28-37.

9.Podrigalo M.A. Otsenka dopolnitelynayh energeticheskih poter pri ustanovivshemsya rezhime dvizheniya transportno-tyagovayh mashin / M.A. Podrigalo, N.P. Artyomov, D.V. Abramov, M.L. Shulyak // Visnik natsionalynogo tehnichnogo universitetu «HPI». Zbirnik naukovih pratsy. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – 9 (1118), 2015. – p. 98-107.

10.Vliyanie neravnomernosti krutyashtego momenta dvigatelya vnutrennego sgoraniya na energeticheskuyu ekonomichnosty kolyosnayh transportnayh sredstv / M.A. Podrigalo, A.S. Polyanskiy, N.M. Podrigalo, D.V. Abramov // Zaliznichniy transport Ukraïni. Naukovo-praktichniy zhurnal. – №6, 2015. – K.: DP «Derzhavniy naukovo-doslidniy tsentr zaliznichnogo transportu Ukraïni». – p.40-46.
11.Kaydalov R.O. Doslidzhennya kinematiki i dinamiki gibridnogo elektromehanichnogo privodu veduchogo kolesa avtomobilya / R.O. Kaydalov // Visnik natsionalynogo tehnichnogo universitetu «HPI». Zbirnik naukovih pratsy. Seriya: Problemi mehanichnogo privodu. – H.: NTU «HPI», 2016. –p. 36.
12.Podrigalo N.M. Vliyanie neravnomernosti krutyashtego momenta na KPD avtotraktornayh dvigateley / N.M. Podrigalo // Visnik Harkivsykogo natsionalynogo tehnichnogo universitetu silysykogo gospodarstva im. Petra Vasilenka. Mehanizatsiya silysykogospodarsykogo virobnitstva. – 2012. – T. 2. Vip. 124. – p. 118-126.
13.Podrigalo N.M. Vliyanie neravnomernosti krutyashtego momenta na dinamicheskie i moshtnostnaye pokazateli dvigateley vnutrennego sgoraniya kolesnayh mashin / N.M. Podrigalo // Uchenaye zapiski Kraymskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universiteta. Tehnicheskie nauki. – 2013. – Vayp. 38. – p. 18-24.
14.Kaydalov R.O. Doslidzhennya mozhlivosti znizhennya energetichnih vtrat avtomobilya pri vikoristanni gibridnogo elektromehanichnogo privodu veduchih kolis / R.O. Kaydalov // Sistemi obrobki informatsiï. – 2016, vipusk 9 (146). – p. 13-17.

За контакти: PhD. Eng., associate Professor Molodan Andrey, Kharkov National Automobile and Highway University. Department “Technology of Machine Building and Repair”, Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ КОЛЕСНЫХ МАШИН РАЦИОНАЛЬНЫМ ВЫБОРОМ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Надежда Подригало, Максим Байцур, Александр Полянский,
Михаил Подригало

RAISING THE VIBRATION OF POWER UNITS OF WHEELED MACHINES RATIONAL CHOICE DYNAMIC PARAMETERS

Nadezhda Podrigalo, Maxim Baytsur, Alexander Polyanskiy,
Michael Podrigalo

Abstract. The Emergence of resonance phenomena in the transmission of wheeled machines not only leads to decrease in their efficiency, but would also result in increased dynamic loading and premature failure of parts. In this article the method of choice of the dynamic parameters of power units of wheeled vehicles, excluding the occurrence of resonance in the transmission elements.

Key words: Machine, power unit, vibration, dynamic parameters, resonance, reliability

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является источником вынужденных колебаний в трансмиссии колесных машин. В работе [1] предложена математическая модель неравномерности крутящего момента ДВС и определена взаимосвязь между круговой частотой возмущающих воздействий, числом цилиндров и средней угловой скорости коленчатого вала

$$\omega_{вн} = 0{,}5\bar{\omega}_e \cdot i_ц \tag{1}$$

где $\omega_{вн}$ – круговая частота колебаний крутящего момента ДВС;

$\bar{\omega}_e$- средняя угловая скорость коленчатого вала;

$i_ц$- число цилиндров ДВС.

В работе [2] с учетом неравномерного действия крутящего момента ДВС и податливости трансмиссии определен закон изменения угловой скорости коленчатого вала и равной ей угловой скорости входного вала трансмиссии

$$\omega_e = \bar{\omega}_e - \frac{\breve{M}_i \cdot \kappa_1 \cdot \cos\left(\frac{\bar{\omega}_e}{2} i_ц \cdot t\right)}{\bar{\omega}_e \cdot i_ц \left(Y_{пр}^{AB} + Y_{пр}^{тр} + \frac{m \cdot r_к^2}{u_0^2 \cdot u_к^2}\right)\left[1 - \left(\frac{k}{\bar{\omega}_e \cdot i_ц}\right)^2\right]}, \tag{2}$$

где $\breve{M}_i$ – средний индикаторный момент двигателя;

t – время;

$Y_{пр}^{AB}; Y_{пр}^{тр}$ – приведенные к коленчатому валу моменты инерции двигателя и трансмиссии;

κ_1 – коэффициент неравномерности крутящего момента [2],

$$\kappa_1 = 0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_ц} \tag{3}$$

k – круговая частота свободных колебаний входного конца первичного вала коробки передач,

$$k = \sqrt{\frac{(C_{угл})_{пр}}{I^*_{пр}}}; \quad (4)$$

$(C_{угл})_{пр}$- приведенный к первичному валу момент инерции трансмиссии и поступательно движущейся массы колесной машины,

$$Y^*_{пр} = Y^{тр}_{пр} + \frac{m \cdot r_k^2}{u_0^2 \cdot u_k^2}; \quad (5)$$

m – масса колесной машины;

r_k - кинетический радиус ведущих колес машины;

u_o ,u_k - передаточная числа главной передачи и коробки передач.

При резонансе ($k = \omega_M$) происходит резкое увеличение амплитуды колебаний угловой скорости $\omega_в$. В работе [2] определено, что при числе цилиндров ДВС $i_ц \geq 4$трансмиссия колесной машины должна работать в дорезонансной зоне, т.е. при

$$\omega_M < k \quad (6)$$

При числе цилиндров ДВС $i_ц \geq 3$ трансмиссия должна работать в зарезонансной зоне [2] т.е. при

$$\omega_M > k \quad (7)$$

Таким образом, при проектировании колесных машин нужно учитывать соответствие величин динамических показателей трансмиссии числу цилиндров ДВС.

Для получения частоты свободных колебаний входного конца первичного вала трансмиссии, необходимо определить приведенный к этому валу момент инерции трансмиссии, который выражается следующей зависимостью:

$$Y^*_{пр} = \sum_{i=1}^{n} \frac{Y_i}{u_{1-i}^2} + \frac{m \cdot r_k^2}{u_0^2 \cdot u_k^2} + \frac{\sum Y_к}{u_0^2 \cdot u_k^2}, \quad (8)$$

где Y_i- суммарный момент инерции всех вращающихся деталей i-го вала;

$\sum Y_к$ – суммарный момент инерции всех колес;

u_{1-i} - передаточное отношение трансмиссии от первичного (входного) до i-го вала;

n – число валов трансмиссии.

Приведенная ко входному (первичному) валу трансмиссии угловая жесткость всех деталей, передающих крутящий момент:

$$(C_{угл})_{пр} = \frac{G_{упр}}{\frac{u_0^2 \cdot u_k^2 \eta_{тр}}{\sum_{j=1}^{L} (C_ш)_{углj}} + \sum_{i=1}^{n} \frac{l_i}{\gamma_{pi}} u_{1-i}^2 \eta_{1-i}}, \quad (9)$$

где $G_{упр}$ – модуль сдвига (модуль упругости II-го рода) материала валов;

L – число ведущих колес колесной машины;

$(C_ш)_{углj}$ – угловая жесткость j-го ведущего колеса;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

l_i – деформируемая под действием крутящего момента часть длины i-го вала;

Y_{pi} – полярный момент инерции сечения деформируемой части i-го вала;

η_{1-i} – КПД передачи от входного до i-го вала.

Подставляя выражения (8) и (9) в уравнение (4), получим:

$$k = \sqrt{\frac{G_{упр}}{\left[\frac{u_0^2 u_k^2 \eta_{тр}}{\sum_{j=1}^{L}(C_ш)_{упл\,j}} + \sum_{i=1}^{n}\frac{l_i}{Y_{pi}} u_{1-i}^2 \eta_{1-i}\right] \times \left[\sum_{i=1}^{n}\frac{Y_i}{u_{1-i}^2} + \frac{m \cdot r_k^2}{u_0^2 \cdot u_k^2} + \frac{\sum Y_к}{u_0^2 \cdot u_k^2}\right]}} \quad (10)$$

Резонанс колебаний может возникнуть не только входном, но и на любом валу трансмиссии. Для оценки возможности появления резонанса на каждом из валов необходимо, последовательно переходя от входного вала к остальным (отбрасывая соответствующие компоненты приведенного момента инерции и приведенной угловой жесткости), определять частоту трансмиссии. Чем дальше мы удаляемся от двигателя к ведущим колесам, тем получаем более высокое значение приведенной угловой жесткости $(C_{упл.})_{пр i}$ и менее высокие значения приведенного момента инерции $Y^*_{пр i}$. Это означает, что происходит последовательное увеличение частоты свободных колебаний при переходе от входного к выходному валу трансмиссии. Это означат, что при ДВС с числом цилиндров $i_ц \geq 4$ выполнение условия (6) для входного вала трансмиссии будет означать отсутствие резонанса на всех остальных валов.

Однако для случая исследования двигателя с $i_ц \leq 3$ возникает опасность невыполнения условия (7). Поэтому, наиболее опасным местом в этом случае будет вал привода ведущего колеса (полуось) колесной машины. В этом случае

$$Y^*_{пр} = \frac{m \cdot r_k^2}{u_0^2 \cdot u_k^2} + \frac{\sum Y_к}{u_0^2 \cdot u_k^2}, \quad (11)$$

$$(C_{упл.})_{пр} = \frac{G_{упр} \cdot \sum_{j=1}^{L}(C_ш)_{упл\,j}}{u_0^2 \cdot u_k^2 \eta_{тр}}, \quad (12)$$

и частота свободных колебаний должна определяться как:

$$k = \sqrt{\frac{G_{упр} \cdot \sum_{j=1}^{L}(C_ш)_{упл\,j}}{\eta_{тр}(m \cdot r_k^2 + \sum Y_к)}} < \omega_N \quad (13)$$

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрение динамической модели силовой установки колесных машин как системы с сосредоточенными параметрами позволяет на этапе предварительного проектирования обеспечить виброустойчивость трансмиссии с учетом характеристик неравномерности крутящего момента ДВС.
2. Полученные аналитические выражения и критерии позволяют на этапе предварительного проектирования осуществлять выбор динамических параметров трансмиссии по условию отсутствия резонанса, что обеспечивает повышение надежности и улучшение динамических свойств колесных машин.
3. При числе цилиндров ДВС меньше или равном 3 проверку на отсутствие резонанса нужно осуществлять на выходном валу трансмиссии (полуоси) колесной

машины, а при числе цилиндров, большем чем равном 4 – на выходном (первичном) валу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Podrigalo N.M. Vliyanie neravnomernosti krutyashtego momenta na dinamicheskie i moshtnostnaye pokazateli dvigateley vnutrennego sgoraniya kolesnayh mashin / N.M. Podrigalo // Uchenaye zapiski Kraymskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universiteta. Tehnicheskie nauki. – 2013.- Vayp. 38. – p.18-24.

2.Podrigalo N.M. Kontseptsiya obespecheniya effektivnosti i kontrolya funktsionalynoy stabilynosti motorno-transmissionnayh ustanovok transportno-tyagovayh sredstv: dis. doktora tehn. nauk: 05.22.20/ Podrigalo Nadezhda Mihaylovna. – Harykov, 2016.- 408 p.

За контакти: D-r of science, Professor, Polyansky Alexandr,
Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua,
tel. +38057-707-37-33.

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧНОСТИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОЛЕСНОЙ ТЕХНИКИ С БЕССТУПЕНЧАТОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

EVALUATION OF DYNAMISM AND ENERGY EFFICIENCY OF WHEELED EQUIPMENT WITH CONTINUOUSLY VARIABLE AUTOMATIC TRANSMISSION

Michael Podrigalo, Ruslan Kaidalov, Alexey Litvinov

Abstract. Dynamic and power characteristics of a car with an internal combustion engine operating at a constant shaft speed and a continuously variable automatic transmission are considered. The received analytical expressions allow to provide automatic control of a continuously variable transmission with the help of artificial intelligence (computer), having organized rational change of the gear ratio of the specified box in time.
Keywords: wheeled vehicles, dynamic properties, energy efficiency, continuously variable automatic transmission.

1. Введение:

Специфика применения колесной техники (КТ), особенно военной, заключается в использовании: в различных дорожных и климатических условиях; при движении в составе автомобильных колонн на значительные расстояния с максимально возможной средней скоростью; в районе непосредственной близости к противнику, особенно подразделений специального назначения. Конструкция образцов колесной техники должна обеспечивать их движение в указанных специфических условиях движения с рациональными показателями динамичности при обеспечении энергетической экономичности.

Проведённый анализ тактико-технических характеристик существующих образцов КТ, что используется в военной сфере, свидетельствует об их недостаточном запасе тяговой силы, низких показателях динамичности и энергетической экономичности, что требует их повышения. Поэтому, оценка показателей динамичности и энергетической экономичности колесной техники, особенно военной, является актуальным не только на стадии их проектирования, но и при их испытаниях.

Применение бесступенчатых трансмиссий с автоматическим управлением позволяет улучшить показатели динамичности и энергетическую экономичность колесной техники (КТ). Если при разгоне или установившемся режиме движении машины реализовать нагрузочную характеристику двигателя внутреннего сгорания (ДВС) при постоянной частоте вращения коленчатого вала в сочетании с автоматической бесступенчатой трансмиссией, тогда изменение скорости движения КТ будет происходить за минимальное время и при минимальном расходе энергии. Это особенно актуально при обеспечении живучести именно военной техники.

Применение бесступенчатых передач с автоматическим управлением является одним из эффективных средств дальнейшего повышения производительности и улучшения основных эксплуатационных свойств КТ [1]. Под бесступенчатыми передачами понимаются только несаморегулирующиеся передачи, которые имеют внешний орган управления и не владеют в широком диапазоне внутренней способностью к изменению передаточных отношений [1]. К таким передачам относятся гидрообъемные, фрикционные и передачи переменной амплитуды колебаний (импульсные) [1]. Импульсные передачи не получили распространения на самоходных машинах, но в последние годы появились автомобили с гибридным электромеханическим приводом ведущих колес, которые позволяют реализовать плавное изменение передаточного отношения трансмиссии.

Исследованию бесступенчатых фрикционных передач посвящены работы [1 – 4], а гидравлических объемных трансмиссий [5, 6]. Автоматическому управлению ступенчатых и бесступенчатых передач посвящены работы [1, 7, 8].

Важным этапом разработки автоматических бесступенчатых передач является рациональный выбор регуляторных характеристик двигателя внутреннего сгорания. В работе [1] исследованы регуляторные характеристики и уравнение движения самоходной

машины с активной бесступенчатой передачей и определена оптимальная регуляторная характеристика ДВС.

Известны [9] четыре основные характеристики, которые характеризуют работу всех поршневых ДВС, используемых для существующей КТ (рис.1).

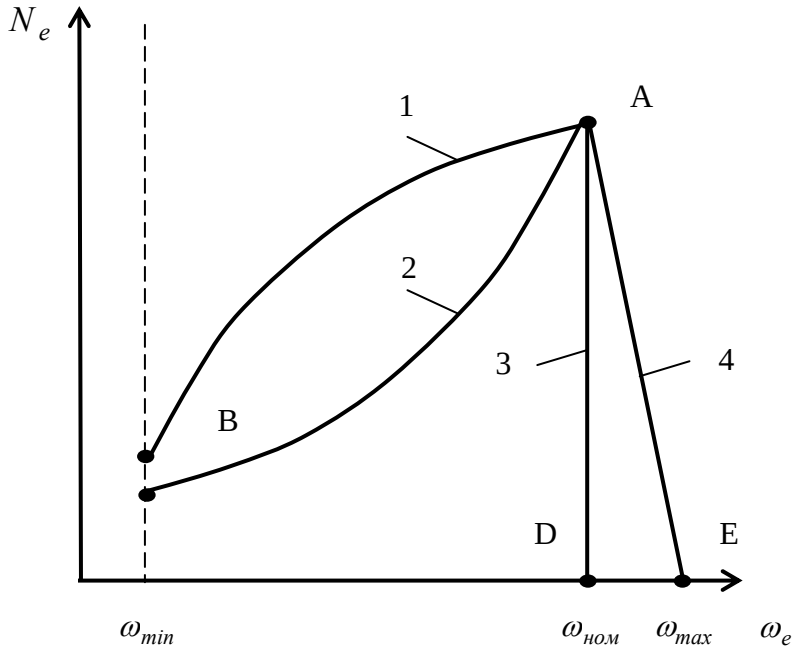


Рис. 1. Основные характеристики ДВС: 1 – скоростная характеристика; 2 – винтовая характеристика (для авиационных и судовых двигателей); 3 – нагрузочная характеристика при $\omega_e = \omega_{ном} = const$; 4 – регуляторная характеристика при $\omega_e \neq const$; N_e – эффективная мощность ДВС; ω_e – угловая скорость коленчатого вала; ω_{min} , $\omega_{ном}$ – минимально устойчивая и номинальная угловые скорости коленчатого вала; ω_{max} – максимальная угловая скорость коленчатого вала.

Нагрузочная характеристика 3 (прямая на рис. 1) используется в стационарных и тепловозных двигателях. Регуляторная характеристика 4 (прямая $\overline{AE}$ на рис. 1) при уменьшении подачи топлива допускает увеличение максимальной угловой скорости коленчатого вала ω_{max} на 5 – 10%. При указанной характеристике часть времени работают тракторные двигатели и автомобильные дизели, которые оборудованы регуляторами.

Автор работы [8] считает, что с появлением бесступенчатых передач транспортные машины с всережимными регуляторами двигателей в идентичных условиях эксплуатации значительно уступают топливной экономичности этим машинам с двухрежимным регулятором.

2. Цель и задачи исследования:

Целью исследования является улучшение показателей динамичности и энергетической экономичности автомобилей с бесступенчатыми трансмиссиями за счёт использования двухрежимных регуляторов вращения коленчатых валов ДВС в узком диапазоне угловых скоростей.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– оценить улучшение показателей динамичности автомобилей с бесступенчатой трансмиссией и двухрежимным регулятором ДВС;

– оценить снижение затрат энергии двигателя на разгон автомобиля с места и до максимальной скорости при использовании бесступенчатой трансмиссии и двухрежимного регулятора.

3. Изложение:

По нашему мнению [9] в моторно-трансмиссионных установках с бесступенчатыми коробками передач необходимо использовать двухрежимные регуляторы, ограничивающие угловую скорость коленчатого вала в интервале [$\omega_{ном}$, ω_{max}]. Такой подход дает возможность улучшить как показатели динамичности, так и энергетической экономичности КТ при их проектировании и модернизации.

Работа ДВС при постоянном скоростном режиме при $\omega_e = \omega_{ном} = const$ позволяет уменьшить затраты энергии на разгон автомобиля. Снижение расхода энергии ΔW_e можно определить по следующему выражению:

$$\Delta W_e = \frac{J_e}{2}\left(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2\right)\cdot n, \qquad (1)$$

где J_e – момент инерции вращающихся масс двигателя; n – число передач в ступенчатой коробке передач используемое для разгона колесной техники.

Снижение затрат энергии на разгон автомобиля удобнее всего связывать с кинетической энергией автомобиля $W_{кин}$, которая накоплена после разгона до максимальной скорости движения V_{max}

$$W_{кин} = \frac{m_{апол}\cdot V_{max}^2}{2}, \qquad (2)$$

где $m_{апол}$ – полная масса автомобиля.

Относительное снижение энергетических затрат δW_e на разгон автомобиля

$$\delta W_e = \frac{\Delta W_e}{W_{кин}}\cdot 100\%. \qquad (3)$$

В таблице 1 приведены результаты расчета параметров ΔW_e, $W_{кин}$ и δW_e для автомобилей различных видов и классов. Параметры J_e, ω_{max}, ω_{min}, n, $m_{апол}$ та V_{max} взяты из источников [9, 12, 13, 14].

Табл.1. Результаты расчёта показателей снижения затрат энергии автомобилей с бесступенчатой коробкой передач при разгоне $\omega_e = \omega_{ном} = const$.

Вид колесной техники и класс	J_e, кгм^2	ω_{max}, с$^{-1}$	ω_{min}, с$^{-1}$	n	$m_{апол}$, кг	V_{max}, км/ч	ΔW_e, кДж	$W_{кин}$, кДж	δW_e, %
легковой 1-й класс	0,08	460	314	4	950	90	17,27	295,96	5,8
легковой 2-й класс	0,15	460	314	4	1290	115	33,40	656,16	5,1
легковой 3-й класс	0,27	460	314	3	1875	130	46,69	1218,75	3,8
грузовой 4-й класс	0,61	440	293	5	9525	90	163,89	2967,40	5,5
грузовой 5-й класс	2,45	356	209	5	14225	75	507,79	3077,52	16,5

4. Заключение:

Таким образом, применение бесступенчатых трансмиссий и использование ДВС с двухрежимным регулятором, который обеспечивает вращение коленчатого вала в узком скоростном диапазоне, позволяет улучшить показатели динамичности и энергетическую экономичность КТ.

Полученные аналитические выражения позволяют обеспечить автоматическое управление бесступенчатой коробкой передач с помощью искусственного интеллекта (компьютера), организовав рациональное изменение передаточного отношения указанной коробки во времени.

Разгон КТ с бесступенчатой коробкой при работе ДВС с постоянной угловой скоростью коленчатого вала позволяет, по сравнению с существующими трансмиссиями, уменьшить расход энергии на разгон. При этом экономия энергии составляет: для легковых автомобилей – 3,8% – 5,8%; для грузовых автомобилей – 4-го класса – 5,5%; для грузовых автомобилей – 5-го класса – 16,5%.

Литература:

1. Petrov V.A. Avtomaticheskoe upravlenie besstupenchatayh peredach samohodnayh mashin / V.A. Petrov. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 384 p.
2. Farobin Ya.E. Friktsionnaye peredachi avtomobiley i traktorov / Ya.E. Farobin. – M.: Mashgiz, 1962. – 163 p.
3. Pronin B.A. Klinoremennaye i friktsionnaye peredachi i variatoray / B.A. Pronin. – M.: Mashgiz, 1960. – 334 p.
4. Pronin B.A. Besstupenchataye klinoremennaye i friktsionnaye peredachi (variatoray) / B.A. Pronin, G.A. Revkov. – M.: Mashinostroenie, 1967. – 404 p.
5. Komisarik S.F. Gidravlicheskie obayomnaye transmissii / S.F. Komisarik, I.A., Ivanovskiy. – M.: Mashgiz, 1963. – 220 p.
6. Pogarskiy N.A. Universalynaye transmissii pnevmokolyosnayh mashin / N.A. Pogarskiy. – M.: Mashinostroenie, 1965. – 220 p.
7. Petrov V.A. Avtomaticheskie sistemay transportnayh mashin / V.A. Petrov. – M.: Mashinostroenie, 1974. – 336 p.
8. Gintsburg L.L. Servoprivoday i avtomaticheskie agregatay avtomobiley / L.L. Gintsburg, Yu.K. Esenovskiy-Lashkov, D.G. Polyak. – M.: Transport, 1968. – 193 p.
9. Lenin I.M. Teoriya avtomobilynayh i traktornayh dvigateley / I.M. Lenin. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 368 p.
10. Gashtuk P.N. Energeticheskaya effektivnosty avtomobilya / P.N. Gashtuk. – Lyvov: Svit, 1992. – 208 p.
11. Dinamika avtomobilya / [M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, A.A. Boboshko i dr.]; pod red. M.A. Podrigalo. – Harykov: Izd-vo HNADU, 2008. – 424 p.
12. Kratkiy avtomobilynayy spravochnik. Izdanie 6-e. M.: Transport, 1971. – 512 p.
13. Kolchin A.I. Raschyot avtomobilynayh i traktornayh dvigateley / A.I. Kolchin, V.P. Demidov. – M.: Vaysshaya shkola, 1971. – 344 p.
14. Popayk K.G. Dinamika avtomobilynayh i traktornayh dvigateley / K.G. Popayk. – M.: Vaysshaya shkola, 1970. – 328 s.

За контакти: D-r of science, Professor, Michael Podrigalo, PhD. Eng., associate Professor Ruslan Kaidalov, postgraduate, Aleexey Litvinov, National Academy of the National Guard of Ukraine, Ukraine, 61002, Kharkov, Square Defenders Ukraine, 3, e-mail: kaidalov.76@ukr.net, tel. +38067-682-39-84.

ПОВЫШЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТАБИЛЬНОСТИ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ ЗАНОСА ДВУХЗВЕННЫХ МНОГООСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

INCREASE OF FUNCTIONAL STABILITY OF CONTROL AND SUSTAINABILITY AGAINST SKID OF DOUBLE-SECTION MULTIAXIAL AUTOMOBILES

Mikhail Podrygalo, Alexander Kurenko, Igor Rogozin, Dmitry Abramov

Abstract. System is proposed for regulating tire pressure based on triaxial accelerometers in order to improve drivability and resistance to skid. The system consists of the measurement elements, control and processing devices and information visualization devices. The proposed system allows increasing the maneuverability parameters of the vehicle, due to the fact that the frequency of natural oscillations in the plane of the road will be removed from areas of risk.

Key words: Frequency of natural oscillations, resonance, stiffness of tires, air pressure in tires, controllability, anti-skid stability.

Управляемость и устойчивость многозвенных автомобильных поездов оказывают существенное влияние на безопасность дорожного движения и производительность перевозок. В работе [1] предложен показатель, характеризующий управляемость и устойчивость установившегося движения двухосных автомобилей. В качестве этого показателя принята частота собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги и получена аналитическая зависимость для ее определения:

$$\nu_c = \frac{L}{2\pi}\sqrt{\frac{\frac{C_{y1}}{m}}{\left(1+\frac{C_{y1}}{C_{y2}}\right)\left[i_Z^2 + a^2\left(\frac{\frac{C_{y1}}{C_{y2}} - \frac{b}{a}}{1+\frac{C_{y1}}{C_{y2}}}\right)^2\right]}}, \quad (1)$$

где m – масса автомобиля, кг;

L – продольная колесная база автомобиля, м;

C_{y_1}, C_{y_2} – суммарные коэффициенты боковой жесткости шин соответствующих осей автомобиля, Н/м;

a, b – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через эти оси, м;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси, м.

В работе [2] предложена зависимость для определения математического ожидания радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси, имеющая следующий вид:

$$i_Z = \sqrt{\frac{1}{2}a \times b + \frac{B^2}{12}}, \quad (2)$$

где B – колея колес автомобиля, м.

В разных условиях эксплуатации автотранспортных средств и при движении с переменной скоростью, частоты возмущающих воздействий от неровностей дороги на автомобиль меняются в достаточно широких пределах. Кроме того, в процессе эксплуатации происходит изменение массы и положения центра масс автомобиля, что в свою очередь влияет на частоту его собственных колебаний в плоскости дороги. При совпадении частот возмущающих воздействий на автомобиль с частотами собственных колебаний в плоскости дороги возникают предпосылки для возникновения резонанса, что, в свою очередь, может привести к нарушению управляемости и устойчивости [1, 3].

Для многоосных автомобилей в работе [3] предложена зависимость для расчета собственной частоты колебаний в плоскости дороги:

$$\nu_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_{y_1}}{m_a}\frac{a_1^2 + \frac{C_{y_2}}{C_{y_1}}a_2^2 + \frac{C_{y_3}}{C_{y_1}}a_3^2 + \frac{C_{y_4}}{C_{y_1}}a_4^2 - \frac{\left(a_1 + \frac{C_{y_2}}{C_{y_1}}a_2 - \frac{C_{y_3}}{C_{y_1}}a_3 - \frac{C_{y_4}}{C_{y_1}}a_4\right)^2}{1+\frac{C_{y_2}}{C_{y_1}}+\frac{C_{y_3}}{C_{y_1}}+\frac{C_{y_4}}{C_{y_1}}}}{i_Z^2 + \left(\frac{a_1 + \frac{C_{y_2}}{C_{y_1}}a_2 - \frac{C_{y_3}}{C_{y_1}}a_3 - \frac{C_{y_4}}{C_{y_1}}a_4}{1+\frac{C_{y_2}}{C_{y_1}}+\frac{C_{y_3}}{C_{y_1}}+\frac{C_{y_4}}{C_{y_1}}}\right)^2}}, \quad (3)$$

где C_{y_1}, C_{y_2}, C_{y_3}, C_{y_4} – суммарные коэффициенты боковой жесткости шин соответствующих осей автомобиля, Н/м;

a_1, a_2, a_3, a_4 – расстояния от соответствующих осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через эти оси, м.

В работе [4] приведены результаты экспериментальных исследований управляемости колесных машин, которые показали, что частота синусоидальной кривой, используемой для осуществления маневра по траектории усеченной синусоиды за счет соответствующего поворота рулевого колеса составляет 0,7 Гц. Использование маневров с этой частотой приводит к тому, что время от завершения первого поворота рулевого колеса (первый пик) до завершения поворота в обратном направлении (второй пик) составляет примерно 0,714 с независимо от заданной величины угла поворота рулевого колеса [4]. Эти результаты были получены на основании многочисленных исследований верхней границы способности человека делать поворот при маневрах с двойным переходом из одной полосы на другую.

Для обеспечения устойчивости и управляемости одиночных автомобилей необходимо, чтобы частота возмущающих воздействий $\nu_{возм}$ была ниже, чем ν_c, то есть должно выполняться условие [1, 3]

$$\nu_{возм} < \nu_c . \quad (4)$$

Если возмущающим воздействием считать действие водителя на рулевое управление, то, согласно данным, приведенным в стандарте [5], их частота не может превышать 0,7 Гц.

На основе этого уравнения (3) получены выражения для определения ν_c двухосных и трехосных автомобилей. Для определения величины ν_c автомобиля с n-числом осей выражение примет вид:

$$\nu_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_{y1}}{m_a}\times\frac{\sum_{i=1}^{n} a_i^2\frac{C_{y_i}}{C_{y_1}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{K} a_i\frac{C_{y_i}}{C_{y_1}} - \sum_{i=1}^{l} a_i\frac{C_{y_i}}{C_{y_1}}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n}\frac{C_{y_i}}{C_{y_1}}}}{i_z^2 + \left(\frac{\sum_{i=1}^{K} a_i\frac{C_{y_i}}{C_{y_1}} - \sum_{i=1}^{l} a_i\frac{C_{y_i}}{C_{y_1}}}{\sum_{i=1}^{n}\frac{C_{y_i}}{C_{y_1}}}\right)^2}}, \quad (5)$$

где K, l – число осей, расположенных, соответственно, слева и справа от центра масс Z, $n = K + 1$.

Геометрические параметры двухзвенного многоосного автомобильного поезда представлены на рисунке 1.

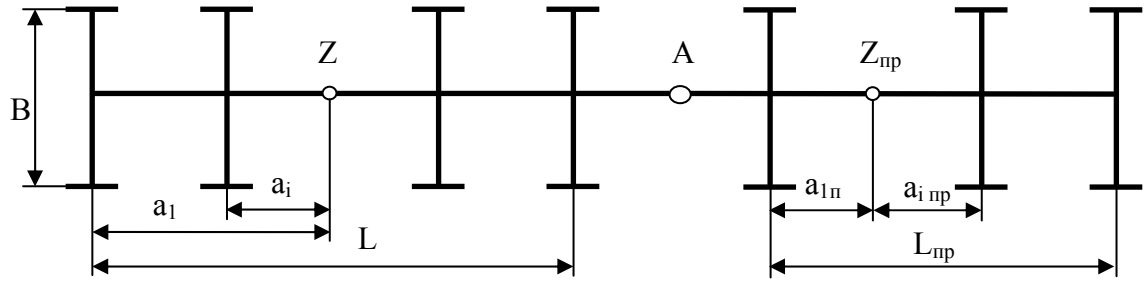


Рис. 1. Геометрические параметры двухзвенного многоосного автомобильного поезда

Для прицепного звена автопоезда выражение (5) примет вид

$$\nu_c^{пр} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_{y_{1пр}}}{m_{пр}}\times\frac{\sum_{i=1}^{n_{пр}} a_i^2\frac{C_{y_i пр}}{C_{y_{1пр}}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{K_{пр}} a_{i_{пр}}\frac{C_{y_i пр}}{C_{y_{1пр}}} - \sum_{i=1}^{l_{пр}} a_{i_{пр}}\frac{C_{y_i пр}}{C_{y_{1пр}}}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n_{пр}}\frac{C_{y_i пр}}{C_{y_{1пр}}}}}{i_{z_{пр}}^2 + \left(\frac{\sum_{i=1}^{K_{пр}} a_{i_{пр}}\frac{C_{y_i пр}}{C_{y_{1пр}}} - \sum_{i=1}^{l_{пр}} a_{i_{пр}}\frac{C_{y_i пр}}{C_{y_{1пр}}}}{\sum_{i=1}^{n_{пр}}\frac{C_{y_i пр}}{C_{y_{1пр}}}}\right)^2}}, \quad (6)$$

где $n_{пр}$ – число осей прицепного звена (прицепа или полуприцепа);

$K_{пр}; l_{пр}$ – число осей, которые размещаются, соответственно, слева и справа от центра масс $Z_{пр}$, $K_{пр} + l_{пр} = n_{пр}$;

$C_{y_{1пр}} C_{y_i пр}$ – суммарные боковые жесткости шин первой и i-ой осей, Н/м;

$a_{i\,пр}$ – расстояние от і-ой оси до проекции центра масс прицепного звена на горизонтальную плоскость, м;

$m_{пр}$ – общая масса прицепа, кг;

$i_{z_{пр}}$ – радиус инерции прицепного звена относительно центральной вертикальной оси, м.

Один из путей недопущения возникновения резонанса – изменение боковых жесткостей шин за счет регулирования их внутреннего давления. Для повышения эффективности эксплуатации автотранспортных средств, их управляемости и устойчивости против заноса была разработана система регулирования давления воздуха в шинах на основе трехосных акселерометров.

Известна система автоматической подкачки шин с оповещением использующая выполненные как единое целое регулятор давления и электрический сигнализатор является попыткой перехода систем регулирования на цифровое управление [6]. Для определения параметров движения автотранспортных средств при динамических (квалиметрических) испытаниях известна система состоящая из элементов измерения и устройств обработки и визуализации информации [7]. Однако указанные системы не имеют возможности установки определенных величин давления воздуха в шинах различных мостов для обеспечения рациональных параметров управляемости и устойчивости автомобиля против заноса в различных дорожных условиях.

В основу предлагаемой системы регулирования давления воздуха в шинах поставлена задача повышения безопасности движения автомобиля в различных условиях эксплуатации путем установки определенной частоты собственных колебаний в плоскости дороги. Поставленную задачу предлагается решить за счет объединения системы определения параметров движения автомобиля и системы автоматической подкачки шин. Соединение рассмотренных систем в единую бортовую систему автоматического регулирования давления воздуха в шинах позволит обеспечить рациональные параметры маневренности автотранспортных средств.

Компоновочная схема системы регулирования давления воздуха в шинах автотранспортных средств представлена на рисунке 2 работает следующим образом.

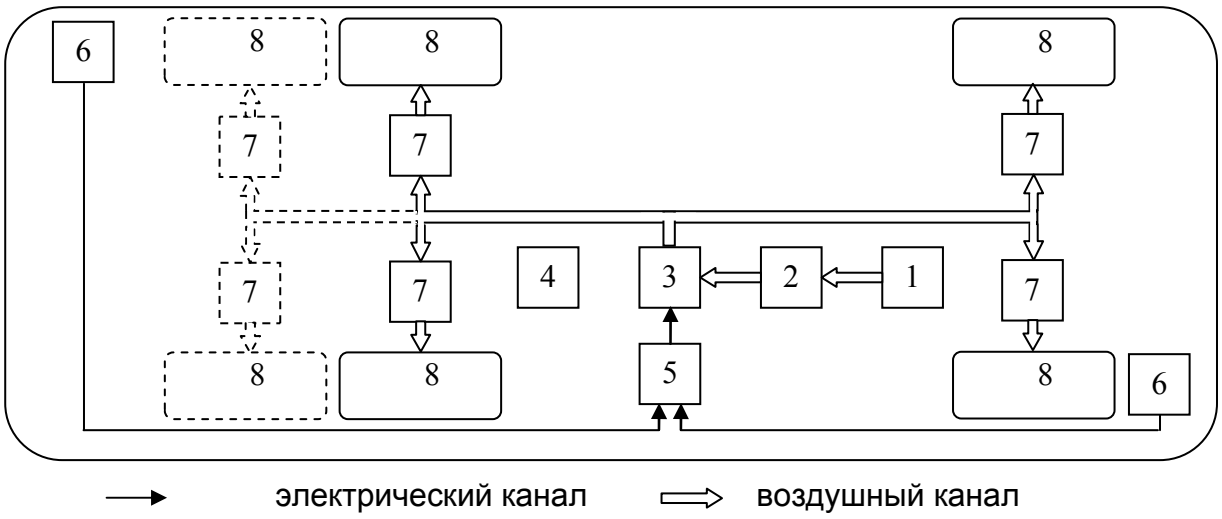


Рис. 2. Компоновочная схема системы регулирования давления воздуха в шинах автотранспортных средств: 1 - источник сжатого воздуха, 2 - защитный клапан, 3 - редукционное устройство, 4 - источник питания, 5 - вычислительный блок, 6 - акселерометр, 7 - запорный клапан, 8 – колесо

Во время движения получаемая от датчиков ускорений информация об ускорении автомобиля в продольной, поперечной и вертикальной плоскостях постоянно регистрируется. Сигналы с датчиков ускорений в виде цифрового кода поступают в вычислительный блок где обрабатываются с помощью специальной программы. В результате обработки вычислительным блоком на его дисплее отображается информация об угловых скорости и ускорении, линейной скорости, мгновенном радиусе поворота, частоте собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги, координате центра упругости и пройденном пути. Полученная информация регистрируется на накопителях информации и используется для принятия решения об управляющих воздействиях на систему регулирования давления воздуха в шинах обеспечивая оптимальные величины частоты собственных колебаний автомобиля.

На предложенную систему получен патент на полезную модель [8].

ВЫВОДЫ:

Предложенная система регулирования давления воздуха в шинах автотранспортных средств при условии обеспечения рациональных параметров их маневренности позволяет повысить параметры безопасности движения автомобилей, а именно управляемости и устойчивости против заноса в различных условиях эксплуатации путем регулирования частоты их собственных колебаний в плоскости дороги.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1.Podrigalo M. A., Klets D. M., Gatsyko V. I. Obespechenie upravlyaemosti i ustoychivosti avtomobiley pri ustanovivshemsya dvizhenii // Vestnik HNADU. Sbornik nauchnayh trudov. 2013. Vayp. 60. p. 42–48.

2.Podrigalo M. A., Volkov V. P. Opredelenie radiusov inertsii avtomobilya na stadii ego proektirovaniya // Avtomobilynaya promayshlennosty, 2003. № 6. p. 19–22.

3.Podrigalo M.A., Klets D. M., Gatsyko V. I., Pletnyov V. N. Otsenka upravlyaemosti i ustoychivosti mnogoosnayh avtomobiley pri ustanovivshemsya pryamolineynom dvizhenii // Visnik SevNTU: Zbirnik naukovih pratsy. Seriya: Mashinopriladobuduvannya ta transport. 2013. Vip. 143. p. 41–44.

4.Forkenbrock, Garrick I. and Devin Elsasser, An Assessment of Human Driver Steering Capability, NHTSA Technical Report, DOT HS 809875, October 2005. Rezhim dostupu saytu: http://www–nrd.nhtsa.dot.qov/vrtc/ca/capubs/HTSA_forkenbrockdriversteeringcapabilityrpt.pdf

5.Elektronnaye sistemay kontrolya ustoychivosti: ECE / TRANS / 180 /Add. 8 – [Vvedenay v globalynayy registr, 2008 – 06 – 26] – Zheneva: Globalynayy registr. Organizatsiya obaedinennayh natsiy, 2008. 116 p.

6.Pat. 6401743 United States Patent, 2002.

7.Pat. 51031 Ukraïna, MPK G01P 3/00. Sistema dlya viznachennya parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvalimetrichnih) viprobuvannyah / Podrigalo M. A., Korobko A. I., Klets D. M., Fayst V. L.; zayavnik ta patentovlasnik HNADU. № u 2010 01136; zayavl. 04.02.10; opubl. 25.06.10. Byul. № 12.

8.Yatsenko K. G., Rogozin I. V., Klets D. M., Kurenko O. B., Podrigalo M. A. Patent Ukraïni na korisnu modely № 93625. Sistema regulyuvannya tisku povitrya v shinah transportnih zasobiv za umovi zabezpechennya ratsionalynih parametriv ïh manevrenosti: pat. 93625 Ukraïni MPK (2006.01) GO1M 17/02. № u201404478, zayavl. 28.04.2014; opubl. 10.10.2014. Byul. № 19.

За контакти: D-r of science, Professor, Podrigalo Mikhail Prof., Kharkiv National Automobile and Highway University. Department “Technology of Machine Building and Repair”, Ukraine, 61002, Kharkiv, St. Ya. Mudriy, 25. tel. +38057-707-37-33. PhD. Eng., senior researcher, Kurenko Alexander, PhD. Eng., senior researcher, Rogozin Igor, PhD. Eng., associate Professor, Abramov Dmitry, Kharkiv National University of Air Force named after Ivan Kozhedub. Ukraine, 61023, Kharkiv, St. Sumska, 77/79, e-mail: kiafu308@ukr.net.